

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# **ZAVRŠNI RAD**

Ante Jozić

Zagreb, 2016.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# **ZAVRŠNI RAD**

Mentor:

Doc. dr. sc. Ivica Galić

Student:

Ante Jozić

Zagreb, 2016.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se voditelju rada, docentu dr.sc. Ivici Galiću, na stručnoj pomoći i savjetima, te praćenju izrade ovog završnog rada.

Također se zahvaljujem svojoj obitelji i prijateljima na podršci tijekom mog akademskog obrazovanja.

Ante Jozić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
**FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE**

Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite  
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:  
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije



Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

## ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Ante Jozić**

Mat. br.: 0035189283

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Konstrukcijsko rješenje La Filière Unicum varijatora**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Design solution of La Filière Unicum CVT**

Opis zadatka:

Varijatori predstavljaju vrstu prijenosnika koji mogu za određenu konstantnu brzinu vrtnje pogonskog stroja opskrbljivati radni stroj različitim brzinama vrtnje. Ova opskrba se odvija kontinuirano, bez skokova. Jedno od konstrukcijskih rješenja je i varijator razvijen od firme La Filière Unicum. Kod ovog tipa varijatora, snaga se preko spojke predaje vratilu koje pogoni dvije cilindrične tarenice, koje zatim preko dvije pomične konusne međutarenice pokreću jednu cilindričnu tarenicu. Pomicanjem međutarenica radijalno u odnosu na cilindrične tarenice ostvaruje se različit prijenosni omjer. Potrebno je izraditi konstrukcijsko rješenje La Filière Unicum varijatora. Tijekom razmatranja rješenja potrebno je uzeti u obzir:

- snaga, koju je potrebno prenijeti pomoću ovog prijenosnika, iznosi 7,5 kW,
- broj okretaja pogonskog stroja iznosi  $1455 \text{ min}^{-1}$ ,
- prijenosni omjer treba biti kontinuirano promjenjiv od  $i_{\min} = 6$  do  $i_{\max} = 10$ ,
- provjeru čvrstoće i ostale potrebne proračune izvršiti prema važećim normama.

Vrijednosti nužne za provedbu proračuna kao i odabir pojedinih komponenti usvojiti iz postojećih sličnih rješenja, iskustvenih vrijednosti te u dogovoru s mentorom.

Uz rad priložiti podatke odabranih komercijalnih proizvoda.  
Kompletno konstrukcijsko rješenje razraditi do razine radioničkih crteža.  
U radu navesti korištenu literaturu, norme kao i eventualnu pomoć.

Zadatak zadan:  
25. studenog 2015.

Rok predaje rada:  
**1. rok:** 25. veljače 2016  
**2. rok (izvanredni):** 20. lipnja 2016.  
**3. rok:** 17. rujna 2016.

Predviđeni datumi obrane:  
**1. rok:** 29.2., 02. i 03.03. 2016.  
**2. rok (izvanredni):** 30. 06. 2016.  
**3. rok:** 19., 20. i 21. 09. 2016.

Zadatak zadao:

Doc. dr. sc. Ivica Galić

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

# SADRŽAJ

SADRŽAJ .....	I
POPIS SLIKA .....	IV
POPIS TABLICA.....	V
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE .....	VI
POPIS OZNAKA .....	VII
SAŽETAK.....	1
1. Uvod.....	2
1.1 Prijenosnici snage i gibanja .....	2
1.1.1 Prijenosnici s promjenjivim prijenosnim omjerom .....	3
1.1.2 Mehanički varijatori .....	3
2. Proračun osnovnih potrebnih podataka .....	5
2.1 Brzina vrtnje radnog stroja za najveći i najmanji prijenosni omjer.....	5
2.1.1 Brzina vrtnje radnog stroja za najmanji prijenosni omjer .....	5
2.1.2 Brzina vrtnje radnog stroja za najveći prijenosni omjer .....	5
2.2 Okretni moment na ulaznom vratilu .....	5
2.3 Minimalni i maksimalni okretni moment radnog stroja .....	6
2.3.1 Minimalni okretni moment radnog stroja.....	6
2.3.2 Maksimalni okretni moment radnog stroja .....	6
2.4 Obodna sila na cilindričnoj tarenici.....	6
2.5 Normalna sila (sila opruge) .....	7
2.5 Prijenosni omjeri.....	8
2.5.1 Provjera prijenosnih omjera .....	8
2.6 Promjeri tarenica.....	9
2.6.1 Maksimalni promjer tarenice $TN_5$ .....	9
2.6.2 Minimalni promjer tarenica $TN_1$ i $TN_2$ .....	9

2.6.3	Određivanje pomaka konusnih tarenica, $x$ .....	10
2.6.3	Određivanje maksimalnog promjera $d_{TN1,2,max}$ i minimalnog promjera $d_{TN5,min}$ .....	10
2.7	Potrebna širina konusne tarenice .....	10
2.7.1	Potrebna širina konusne tarenice s obzirom na tarenicu $TN_5$ .....	10
2.7.2	Potrebna širina konusne tarenice s obzirom na tarenice $TN_{1,2}$ .....	12
2.8	Provjera površinskog pritiska .....	13
2.8.1	Provjera površinskog pritiska tarnog para $TN_{1,2}$ i $TN_{3,4}$ .....	13
2.9	Korisnost tarnih parova .....	13
2.9.1	Korisnost tarnog para $TN_{1,2}$ i $TN_{3,4}$ .....	13
2.9.2	Korisnost tarnog para $TN_{3,4}$ i $TN_5$ .....	14
2.10	Proračun zupčanika .....	14
2.10.1	Orijentacijski proračun zupčanika.....	14
2.10.2	Dimenzije zupčanika .....	15
3.	Dimenzioniranje vratila i osovine .....	17
3.1	Dimenzioniranje vratila $V_3$ tarenice $TN_5$ .....	17
3.1.1	Opterećenje vratila tarenice $TN_5$ .....	17
3.1.2	Dimenzioniranje vratila tarenice $TN_5$ .....	17
3.2	Dimenzioniranje vratila $V_2$ tarenica $TN_1$ i $TN_2$ .....	18
3.2.1	Opterećenje vratila tarenice $TN_2$ .....	18
3.2.2	Dimenzioniranje vratila tarenice $TN_2$ .....	21
3.3	Dimenzioniranje osovine konusne tarenice .....	23
3.3.1	Opteređenje osovine konusne tarenice .....	23
3.3.2	Dimenzioniranje osovine.....	24
3.4	Dimenzioniranje vratila $V_1$ elektromotora.....	24
3.4.1	Opterećenje i dimenzioniranje vratila $V_1$ .....	24
4.	Odabir i proračun ležajeva .....	25
4.1	Odabir ležajeva vratila $V_3$ .....	25

4.1.1 Čvrsto ležajno mjesto .....	25
4.1.2 Kontrola ležaja 33218 .....	26
4.1.3 Slobodno ležajno mjesto .....	26
4.1.4 Kontrola ležaja NU 212-E-XL-TVP2 .....	27
4.2 Odabir ležajeva vratila $V_2$ .....	28
4.2.1 Odabir ležaja za čvrsto ležajno mjesto .....	28
4.2.2 Kontrola ležaja 33214 .....	29
4.2.2 Odabir ležaja za slobodno ležajno mjesto .....	29
4.2.4 Kontrola ležaja NU211-E-XL-TVP2 .....	30
4.3 Odabir ležajeva vratila $V_1$ .....	30
4.4 Odabir ležajeva osovine konusne tarenice.....	31
4.4.1 Odabir ležaja za čvrsto ležajno mjesto .....	31
4.4.2 Kontrola ležaja 6208-2RSR .....	32
4.4.3 Odabir ležaja za slobodno ležajno mjesto .....	32
4.4.4 Kontrola ležaja N208-E-XL-TVP2 .....	33
5. Odabir i proračun opruge .....	34
6. Odabir i proračun mehanizma za promjenu prijenosnog omjera .....	35
6.1 Proračun navojnog vretena .....	35
7. Zaključak .....	38
8. Literatura .....	39
PRILOZI.....	40

## POPIS SLIKA

Slika 1. Shematski prikaz La Filiere Unicum varijatora .....	3
Slika 2. Prikaz konusnih tarenica u odnosu na cilindrične tarenice .....	9
Slika 3. Opterećenje vratila tarenice $TN_5$ .....	17
Slika 4. Prikaz opterećenja vratila V2 .....	18
Slika 5. Prikaz opterećenja i dijagrami unutarnjih sila .....	20
Slika 6. Kritični presjeci vratila .....	21
Slika 7. Opterećenje osovine .....	23
Slika 8. Prikaz ležaja 33218 sa njegovim karakteristikama [7] .....	25
Slika 9. Ležaj NU 212-E-XL-TVP2 sa svojim karakteristikama [7] .....	27
Slika 10. Prikaz ležaja 33214 sa njegovim karakteristikama [7] .....	28
Slika 11. Prikaz ležaja NU211-E-XL-TVP2 sa karakteristikama [7] .....	29
Slika 12. Prikaz ležaja 6002 2RSR sa njegovim karakteristikama [7] .....	30
Slika 13. Prikaz ležaja N202-E-XL-TVP2 [7] .....	31
Slika 14. Prikaz ležaja 6208-2RSR sa karakteristikama [7] .....	32
Slika 15. Prikaz ležaja N208-E-XL-TVP2 [7] .....	33
Slika 16. Odabrana opruga i karakteristike [9] .....	34



**POPIS TABLICA**

Tablica 1. Podaci za uparivanje tarenica prema [1] .....	7
Tablica 2. Promjeri zupčanika.....	16

**POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE**

AJ-1000	Sklop varijatora
AJ-1000-1	Kućište
AJ-1000-2	Vratilo $V_3$
AJ-1000-3	Prolazni poklopac vratila $V_3$
AJ-1000-4	Tarenica $TN_5$
AJ-1000-5	Konusna tarenica
AJ-1000-6	Osovina konusne tarenice
AJ-1000-7	Vilica konusne tarenice
AJ-1000-8	Vreteno
AJ-1000-9	Tarenica $TN_{1,2}$
AJ-1000-10	Vratilo $V_2$
AJ-1000-11	Vratilo $V_1$
AJ-1000-12	Zatvoreni poklopac $V_2$
AJ-1000-13	Zatvoreni poklopac vretena
AJ-1000-14	Prolazni poklopac $V_1$
AJ-1000-15	Prolazni poklopac vretena
AJ-1000-16	Distantni prsten vretena
AJ-1000-17	Distantni prsten $V_1$
AJ-1000-18	Distantni prsten $V_2$

## POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
$a$	mm	-osni razmak zupčanika
$A_j$	mm <sup>2</sup>	-nosiva površina vretena
$B$	mm	-širina tarenice
$C_1$	kN	-dinamička opterećenost ležaja
$C_r$	kN	-dinamička nosivost ležaja
$d_z$	mm	-diobeni promjer zupčanika
$d_a$	mm	-tjemeni promjer zupčanika
$d_b$	mm	-temeljni promjer zupčanika
$d_f$	mm	-podnožni promjer zupčanika
$d_{TN1,2}$	mm	-promjer tarenice $TN_{1,2}$
$d_{TN3,4}$	mm	-promjer tarenice $TN_{3,4}$
$d_{TN5}$	mm	-promjer tarenice $TN_5$
$d_{v1}$	mm	-promjer vratila $V_1$
$d_{v2}$	mm	-promjer vratila $V_2$
$d_{v3}$	mm	-promjer vratila $V_3$
$d_{vr}$	mm	-promjer vretena
$d_w$	mm	-kinematski promjer zupčanika
$E$	N/mm <sup>2</sup>	-ekvivalentni modul elastičnosti
$F_a$	N	-aksijalna sila
$F_N$	N	-normalna sila
$F_o$	N	-obodna sila
$F_{OP}$	N	-sila opruge
$F_r$	N	-radijalna sila
$F_{VR}$	N	-aksijalna sila vretena
$F_x$	N	-sila u smjeru osi X
$F_y$	N	-sila u smjeru osi Y
$F_z$	N	-sila u smjeru osi Z
$HB$	-	-tvrdoća prema Brinellu
$i$	-	-prijenosni omjer
$k$	N/mm <sup>2</sup>	-pritisak valjanja
$K_{fa}$	-	-faktor raspodjele opterećenja korjena

$K_{f\beta}$	-	-faktor raspodjele opterećenja po uzdužnoj liniji boka
$k_{gr}$	N/mm <sup>2</sup>	-granični pritisak valjanja
$l$	mm	-pretpostavljena duljina vratila
$L_{10h\_min}$	h	-zahtijevani nazivni vijek trajanja
$M$	Nm	-moment savijanja
$m_n$	mm	-modul zupčanika
$M_{red}$	Nm	-reducirani moment
$M_y$	Nm	-moment savijanja oko osi Y
$M_z$	Nm	-moment savijanja oko osi Z
$n_{EM}$	min <sup>-1</sup>	-brzina vrtnje elektromotora
$n_{TN}$	min <sup>-1</sup>	-brzina vrtnje tarenice
$n_{RS}$	min <sup>-1</sup>	-brzina vrtnje radnog stroja
$p_H$	N/mm <sup>2</sup>	-površinski pritisak
$p_{dop}$	N/mm <sup>2</sup>	-dopušteni površinski pritisak
$P_r$	kN	-ekvivalentno dinamičko radijalno opterećenje
$r_{TN}$	mm	-polumjer tarenice
$q_r$	-	-faktor gubitka tarnog prijenosa
$S_F$	-	-faktor sigurnosti zupčanika
$S_K$	-	-faktor sigurnosti tarenica
$T$	Nm	-okretni moment
$T_{EM}$	Nm	-okretni moment elektromotora
$T_{RS}$	Nm	-okretni moment radnog stroja
$x$	mm	-pomak konusnih tarenica
$X$	-	-dinamički radijalni faktor ležaja
$Y$	-	-dinamički aksijalni faktor ležaja
$x_{1,2}$	mm	-pomak profila zupčanika
$z_{1,2}$	-	-broj zubi zupčanika
$\alpha$	°	-kut između dodirne plohe tarenice i normale na os vrtnje
$\alpha_0$	-	-faktor čvrstoće materijala s obzirom na način opterećenja
$\beta$	°	-polovica vršnog kuta navoja
$\varepsilon$	-	-eksponent vijeka trajanja
$\eta$	-	-korisnost tarnog para
$\lambda$	-	-odnos širine zuba obzirom na uležištenje
$\mu$	-	-faktor trenja

$\nu$	-	-faktor iskorištenja
$\rho$	mm	-ekvivalentni polumjer zakrivljenosti
$\rho'$	°	-korigirani kut trenja
$\sigma_{ekv}$	N/mm <sup>2</sup>	-ekvivalentno naprezanje
$\sigma_{FP}$	N/mm <sup>2</sup>	-naprezanje korjena zuba
$\sigma_{f,lim}$	N/mm <sup>2</sup>	-dinamička izdržljivost u korjenu zuba
$\sigma_{fDN,dop}$	N/mm <sup>2</sup>	-dopušteno naprezanje na savijanje
$\tau$	N/mm <sup>2</sup>	-torzijsko naprezanje
$\tau_{tDI,dop}$	N/mm <sup>2</sup>	-dopušteno torzijsko naprezanje
$\varphi$	°	-kut uspona zavojnice vretena

## SAŽETAK

Tema zadatka ovog završnog rada je konstrukcijsko rješenje La Filière Unicum varijatora. Kod ovog tipa varijatora, snaga se preko spojke predaje ulaznom vratilu koje pogoni, preko zupčanog para, dvije cilindrične tarenice, koje zatim preko dvije pomične konusne međutarenice pokreću jednu cilindričnu tarenicu. Ovim tarnim prijenosom potrebno je omogućiti kontinuiranu promjenu prijenosnog omjera od 6 do 10 što se ostvaruje gibanjem konusnih međutarenica radijalno u odnosu na cilindrične tarenice. Pomak konusnih međutarenica omogućen je okretanjem trapeznog navojnog vretena. Potrebna normalna ostvaruje se oprugom. Proračun varijatora započeo je određivanjem maksimalnog okretnog momenta radnog stroja i potrebne obodne, odnosno, normalne sile. Nakon toga pristupilo se dimenzioniranju i proračunu čvrstoće tarenica i vratila, te odabiru ležajeva. Na kraju je odabrana opruga potrebna za ostvarivanje normalne sile, te je proračunat mehanizam za promjenu prijenosnog omjera. Na kraju se pristupilo konstrukcijskom oblikovanju varijatora koje je prikazano u tehničkoj dokumentaciji.

# 1. Uvod

## 1.1 Prijenosnici snage i gibanja

Danas u tehničkim sustavima razlikujemo dvije osnovne skupine strojeva: pogonske i radne. Pogonski strojevi pretvaraju jednu vrstu energije u mehaničku, a najčešći primjeri su: elektromotori (pretvaraju električnu u mehaničku), motori s unutarnjim izgaranjem (pretvaraju kemijsku energiju u mehaničku), vodne, plinske i parne turbine itd.. Radni strojevi snagu koju dobiju od pogonskog stroja pretvaraju u rad. Glavne karakteristike pogonskih strojeva su raspoloživa snaga  $P$  i okretni moment  $T$  koji se ostvaruju pri određenoj kutnoj brzini  $\omega$ . Radni strojevi zahtijevaju okretni moment i brzine vrtnje u širokim rasponima, dok im pogonski strojevi, zbog svog ograničenog raspona okretnog momenta i brzine vrtnje, ili ne mogu dati ili im daju u vrlo uskim granicama. Zbog toga je potrebno ugraditi uređaj koji bi pogonskom stroju omogućio da radi u, za njega optimalnom području, a da se pritom radnom stroju okretni moment i brzina vrtnje isporučuju u zahtijevanim rasponima. Takvi uređaji nazivaju se prijenosnici snage i gibanja.

Prijenosnici snage i gibanja mogu se podijeliti, u zavisnosti sa kojeg aspekta se gleda na više načina:

1. Prema načinu prijenosa okretnog momenta razlikujemo grupe:

- Mehanički prijenosnici, moment se prenosi na dva osnovna načina – trenjem i oblikom s neposrednim ili posrednim dodirnom pogonskog i gonjenog člana.
- Hidraulički i pneumatski prijenosnici, moment se prenosi uz pomoć tekućina ili plinova (koji su većinom pod tlakom).
- Električni prijenosnici, kod kojih se okretni moment prenosi električnim putem.

2. S obzirom na promjenjivost prijenosnog omjera možemo razlikovati:

- Prijenosnike s konstantnim prijenosnim omjerom, tj. one koji su konstruirani za samo jedan prijenosni omjer.
- Prijenosnike s promjenjivim prijenosnim omjerom, gdje se promjena prijenosnog omjera može obavljati stupnjevano ili kontinuirano.

3. Prema tome dominira li prijenos snage i gibanja, ili samo gibanja razlikujemo:

- Prijenosnike snage i
- prijenosnike gibanja

Moguće su još neke podjele, kao na primjer: na standardne i planetarne, na one s normalnim učinkom i visokoučinske itd.. Često se susrećemo i sa kombiniranim prijenosnicima.

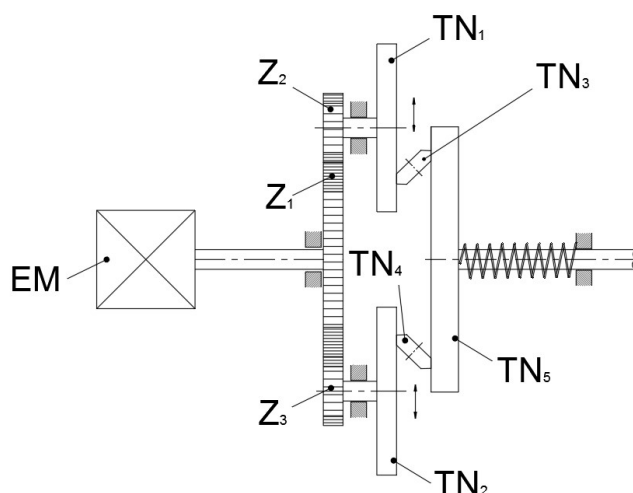
### 1.1.1 Prijenosnici s promjenjivim prijenosnim omjerom

Varijator spada u skupinu prijenosnika s promjenjivim prijenosnim omjerom koji za određenu, konstantnu brzinu vrtnje pogonskog stroja opskrbljuju radni stroj različitim brzinama vrtnje. Promjena prijenosnog omjera se odvija na dva osnovna načina: skokovito i kontinuirano. Kada se radi o skokovitoj promjeni prijenosnog omjera, koji je prisutan u vozilima ili alatnim strojevima, obično se radi o mehaničkim prijenosnicima, najčešće zupčanicima. Kontinuirana promjena prijenosnog omjera ostvaruje se primjenom mehaničkih (tarnih), hidrauličkih (hidrostatskih ili hidrodinamskih) i električnih prijenosnika. Uobičajeno je mehaničke tarne prijenosnike zvati varijatorima, dok se hidraulički i električni prijenosnici nazivaju podesivi prijenosnici (u starijoj literaturi pretvarači).

### 1.1.2 Mehanički varijatori

Prema geometriji i kinematici te zavisnosti jesu li tarna tijela u posrednom ili neposrednom dodiru, danas postoji velik broj izvedbi ovakvih prijenosnika. Kao i kod svih tarnih prijenosnika tako i kod varijatora obodna sila  $F_o$ , a time i okretni moment kod pune iskoristivosti materijala biti će u zavisnosti od normalne sile  $F_N$  te faktora trenja ( $F_o = \mu \cdot F_N$ ). Ako se radi o npr. sparivanju čeličnih tarnih materijala, može se zaključiti da je obodna sila kod ovakvog prijenosa otprilike deset puta manja nego kod prijenosnika sa vezom oblikom.

Poboljšanje karakteristika prijenosa ove vrste prijenosnika dobije se u kombinaciji sa zupčastim parom ili planetarnim zupčastim prijenosom kako je izvedeno i kod varijatora tvrtke La Filière Unicum a shematski prikazano slikom 1.



Slika 1. Shematski prikaz La Filière Unicum varijatora



Snaga se dovodi preko elektromotora, te se prenosi dalje pomoću zupčastog prijenosa, dvije cilindrične i dvije konusne tarenice na radni stroj. Pri tome je potrební pritisak kod tarnog prijenosa ostvaren pomoću opruge.

Kod svih tarnih prijenosnika kao redovita pojava javlja se proklizavanje (kreće se od 0,5 do 10%), koje rezultira smanjenim prijenosnim omjerom, a povećava se s opterećenjem, te je često mjerodavno za ukupnu iskoristivost varijatora.

## 2. Proračun osnovnih potrebnih podataka

### 2.1 Brzina vrtnje radnog stroja za najveći i najmanji prijenosni omjer

#### 2.1.1 Brzina vrtnje radnog stroja za najmanji prijenosni omjer

Izlazna brzina izračunava se prema izrazu:

$$n_{RS,max} = \frac{n_{EM}}{i_{min}}, \quad (2.1)$$

gdje su:

$n_{RS,max}$  – brzina vrtnje radnog stroja za najmanji prijenosni omjer,

$n_{EM}$  – zadana brzina vrtnje elektromotora i

$i_{min}$  – zadani najmanji prijenosni omjer.

Uvrštavanjem u (2.1) dobije se:

$$n_{RS,max} = \frac{1455}{6} = 242,5 \text{ min}^{-1}. \quad (2.2)$$

#### 2.1.2 Brzina vrtnje radnog stroja za najveći prijenosni omjer

Slično kao i za najmanji prijenosni omjer, brzina vrtnje radnog stroja za najveći prijenosni omjer izračunava se prema izrazu:

$$n_{RS,min} = \frac{n_{EM}}{i_{max}}, \quad (2.3)$$

gdje su:

$n_{RS,min}$  – brzina vrtnje radnog stroja za najveći prijenosni omjer,

$n_{EM}=1455 \text{ min}^{-1}$  – brzina vrtnje elektromotora i

$i_{max}=10$  – najveći prijenosni omjer.

Uvrštavanjem u (2.3) dobijemo:

$$n_{RS,min} = \frac{1455}{10} = 145,5 \text{ min}^{-1}. \quad (2.4)$$

### 2.2 Okretni moment na ulaznom vratilu

Okretni moment na ulaznom vratilu računa se prema izrazu:

$$T_{EM} = \frac{P_{EM}[\text{kW}] \cdot 30000}{n_{EM}[\text{min}^{-1}] \cdot \pi}, \quad (2.5)$$

gdje su:

$P_{EM} = P_{RS} = 7,5 \text{ kW}$  – snaga elektromotora,

$n_{EM}$  – brzina vrtnje elektromotora.

Uvrštavanjem u izraz (2.5) dobije se:

$$T_{EM} = \frac{7,5 \cdot 30000}{1455 \cdot \pi} = 49,25 \text{ Nm} \quad (2.6)$$

### 2.3 Minimalni i maksimalni okretni moment radnog stroja

Okretni moment radnog stroja izračunava se iz izraza:

$$T_{RS} = T_{EM} \cdot i, \quad (2.7)$$

gdje su:

$T_{RS}$  – okretni moment radnog stroja,

$i$  – prijenosni omjer.

#### 2.3.1 Minimalni okretni moment radnog stroja

Ako se u izraz (2.7) uvrsti minimalni prijenosni omjer dobije se izraz za izračunavanje minimalnog okretnog momenta:

$$T_{RS,min} = T_{EM} \cdot i_{min} = 49,25 \cdot 6 = 295,5 \text{ Nm}. \quad (2.8)$$

#### 2.3.2 Maksimalni okretni moment radnog stroja

Analogno minimalnom okretnom momentu se izračunava i maksimalni okretni moment radnog stroja kada se u izraz (2.7) uvrsti maksimalni prijenosni omjer:

$$T_{RS,max} = T_{EM} \cdot i_{max} = 49,25 \cdot 10 = 492,5 \text{ Nm} \quad (2.9)$$

### 2.4 Obodna sila na cilindričnoj tarenici

Za ostvarivanje maksimalnog potrebnog momenta radnog stroja,  $T_{RS,max}$ , izraz za izračunavanje obodne sile glasi:

$$F_o = \frac{2 \cdot T_{RS,max}}{d}, \quad (2.10)$$

gdje su:

$F_o$  – obodna sila na cilindričnoj tarenici,

$T_{RS,max}$  – maksimalni okretni moment radnog stroja i

$d_{TN5,max}$  – promjer tarenice na kojemu djeluje obodna sila,

(pretpostavljeno  $d_{TN5} = 200$  mm).

Uvrštavanjem u izraz (2.10) dobije se:

$$F_{o1} = \frac{2 \cdot 492,5}{0,2} = 4925 \text{ N.} \quad (2.11)$$

Pošto obodnu silu na cilindričnu tarenicu prenose dvije konusne tarenice, ukupna sila koja će biti potrebna za ostvarivanje zahtijevanog okretnog momenta biti će dva puta manja nego obodna sila dobivena u izrazu (2.11):

$$F_o = \frac{F_{o1}}{2} = \frac{4925}{2} = 2463 \text{ N} \quad (2.12)$$

## 2.5 Normalna sila (sila opruge)

Normalna sila ostvariti će uz pomoć opruge koja će gurati cilindričnu tarenicu silom koja je potrebna za ostvarivanje obodne sile uz određeni faktor sigurnosti  $S_k$  i faktor trenja obloga tarenica  $\mu$ . Podaci za uparivanje tarenica prema [1] prikazani su u tablici 1. Kod tarnih prijenosnika koji imaju mogućnost kontinuirane promjene prijenosnog omjera za sparivanje se najčešće koriste par čelik/čelik. Takav par zbog niskog faktora trenja mora biti tlačen visokom silom. Kao materijal dolazi u obzir kaljeni čelik sa  $H_{RC} = 60$  i najfinije obrađen, te zbog zagrijavanja tarenice moraju biti podmazivane uljem. Ovakav par omogućuje prijenose velikih snaga, uz male gubitke i dulji vijek trajanja.

Tablica 1. Podaci za uparivanje tarenica prema [1]

	guma / čelik, guma / sivi lijev	plastika / čelik, plastika / sivi lijev	Kaljeni čelik / kaljeni čelik
Faktor trenja $\mu$	0,8	0,4	$\sqrt[3]{\frac{0,2}{\rho}}$
Ekvivalentni modul elastičnosti, $E$ [N/mm <sup>2</sup> ]	40	8000	210000
Granični pritisak valjanja, $k_{gr}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	0,2	1,0	$\left(\frac{H_B}{380}\right)^2 \leq 29$
Faktor istrošenja, $f$ [mm <sup>3</sup> /kWh]	20	400	0,5
Karakteristika zagrijavanja, $q_{f,gr} \left[ \frac{\text{kW/mm}^2}{\sqrt{m/s}} \right]$	0,26	0,48	3,3

Normalna sila izračunava se iz izraza:

$$F_N = \frac{F_o \cdot S_K}{\mu}, \quad (2.13)$$

gdje su:

$F_N$  - normalna sila na tarenicu,

$S_K=1,35$  – faktor sigurnosti, odabrano,

$\mu = 0,16$  – faktor trenja za par kaljeni čelik/sivi lijev (pretpostavljeno) .

Uvrštavanjem u izraz (2.13) dobije se:

$$F_N = \frac{F_o \cdot S_K}{\mu} = \frac{2463 \cdot 1,35}{0,16} = 20780 \text{ N}. \quad (2.14)$$

Vrijednost sile dobivene u izrazu (2.14) ujedno je i polovica sile koju je potrebno oprugom prenijeti na cilindričnu tarenicu.

## 2.5 Prijenosni omjeri

Ukupni prijenosni omjer koji se zahtijeva iznosi  $i_{\min}=6$ , odnosno  $i_{\max}=10$ , a općenito se izračunava prema izrazu:

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot \dots \cdot i_n, \quad (2.15)$$

Pretpostavljeni prijenosni omjeri:

$i_{z1/2,3}=6$  – prijenosni omjer zupčanog para,

$i_{TN1,2/5,\min}=1$  – minimalni prijenosni omjer između cilindričnih tarenica 1 i 2 te tarenice 5,

$i_{TN1,2/5,\max}=1,667$  – maksimalni prijenosni omjer između cilindričnih tarenica 1 i 2 te tarenice 5,

### 2.5.1 Provjera prijenosnih omjera

Preko općenitog izraza (2.15) maksimalni ukupni prijenosni omjer:

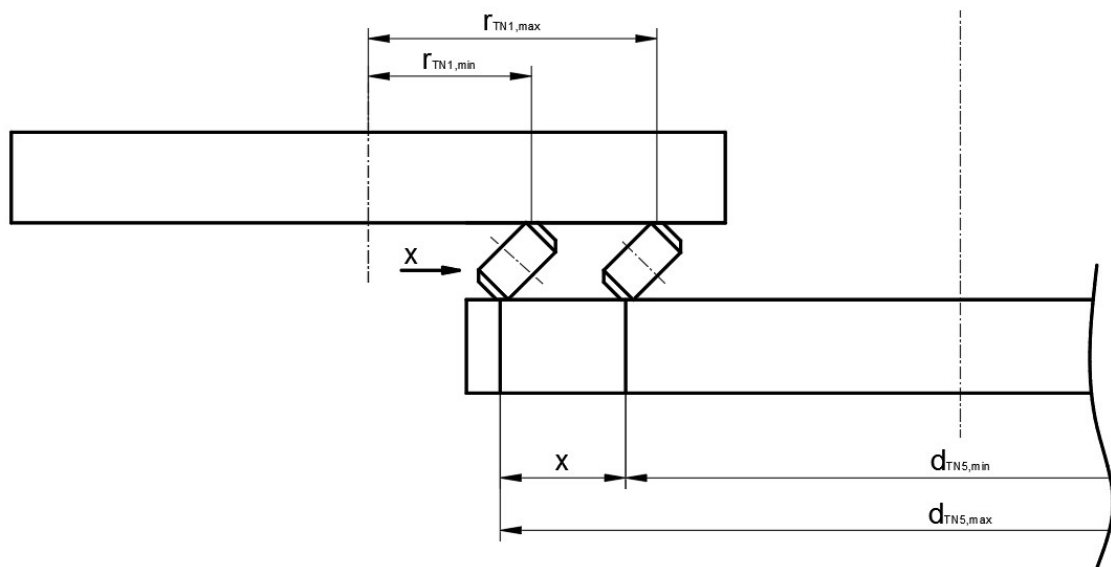
$$i_{\max} = i_{z1/2,3} \cdot i_{TN1,2/5,\max} = 6 \cdot 1,667 = 10, \quad (2.16)$$

dok je analogno maksimalnom, minimalni prijenosni omjer:

$$i_{\min} = i_{z1/2,3} \cdot i_{TN1,2/5,\min} = 6 \cdot 1 = 6. \quad (2.17)$$

## 2.6 Promjeri tarenica

Prikaz konusnih tarenica u odnosu na cilindrične tarenice nalazi se na slici 2. Također je prikazan odnos pomaka  $x$ , u odnosu na promjere cilindričnih tarenica.



Slika 2. Prikaz konusnih tarenica u odnosu na cilindrične tarenice

### 2.6.1 Maksimalni promjer tarenice $TN_5$

Za maksimalni promjer tarenice  $TN_5$  odabran je:

$$d_{TN5,\max} = 200 \text{ mm}.$$

### 2.6.2 Minimalni promjer tarenica $TN_1$ i $TN_2$

Ako je pretpostavljeno da je promjer cilindrične tarenice na izlaznom vratilu  $d_{TN5,\max}=200$  mm, onda se promjeri cilindričnih tarenica,  $d_{TN1,2}$ , preko prijenosnog omjera izračunava iz izraza:

$$d_{TN1,\min} = d_{TN2,\min} = \frac{d_{TN5,\max}}{i_{TN3,4/5,\max}}, \quad (2.18)$$

gdje su:

$$d_{TN1,\min}=d_{TN2,\min} - \text{promjeri cilindričnih tarenica } TN_1 \text{ i } TN_2,$$

$d_{TN5,max}=200$  mm – promjer tarenice na kojemu djeluje obodna sila,

$i_{TN1,2/5,max}=1,667$  – maksimalni prijenosni omjer cilindričnih tarenica  $TN_{1,2}$  i  $TN_5$ .

Uvrštavanjem u izraz (2.18) dobije se:

$$d_{TN1,min} = d_{TN2,min} = \frac{d_{TN5,max}}{i_{TN3,4/5,max}} = \frac{200}{1,667} = 120 \text{ mm.} \quad (2.19)$$

### 2.6.3 Određivanje pomaka konusnih tarenica, $x$

Minimalni prijenosni omjer tarenica  $TN_{1,2}$  i  $TN_5$  izračunava se iz izraza:

$$i_{TN1,2/5,min} = \frac{r_{TN5,min}}{r_{TN1,2,max}} = \frac{r_{TN5,max} - x}{r_{TN1,2,min} + x}, \quad (2.20)$$

gdje je:

$x$  – pomak konusnih tarenica za ostvarivanje kontinuiranog prijenosnog omjera.

Rješavanjem jednadžbe (2.20) dobije se izraz za pomak jedne konusne tarenice:

$$x = \frac{r_{TN5,max} - i_{TN1,2/5,min} \cdot r_{TN1,2,min}}{i_{TN1,2/5,min} + 1}, \quad (2.21)$$

a uvrštavanjem brojčanih vrijednosti dobije se:

$$x = \frac{100 - 1 \cdot 60}{1 + 1} = 20 \text{ mm.} \quad (2.22)$$

### 2.6.3 Određivanje maksimalnog promjera $d_{TN1,2,max}$ i minimalnog promjera $d_{TN5,min}$

Minimalni promjer tarenice  $TN_5$  računa se preko izraza:

$$d_{TN5,min} = d_{TN5,max} - 2 \cdot x = 200 - 40 = 160 \text{ mm,} \quad (2.23)$$

dok je maksimalni promjer tarenica  $TN_{1,2}$  jednak:

$$d_{TN1,max} = d_{TN2,max} = d_{TN1,2,min} + 2 \cdot x = 160 \text{ mm.} \quad (2.24)$$

## 2.7 Potrebna širina konusne tarenice

### 2.7.1 Potrebna širina konusne tarenice s obzirom na tarenicu $TN_5$

Širina tarenice određuje se prema izrazu:

$$B = \frac{F_N}{2 \cdot \rho \cdot k}, \quad (2.25)$$

gdje su:

$B$  – širina konusne tarenice,

$\rho$  – ekvivalentni faktor zakrivljenosti,

$k$  – pritisak valjanja.

Ekvivalentni faktor zakrivljenosti računa se prema izrazu:

$$\rho_{TN3,4,TN5} = \frac{r_{TN5} \cdot r_{TN3/4}}{r_{TN5} \cdot \sin(\alpha_{3,4}) + r_{TN3/4} \cdot \sin(\alpha_5)}, \quad (2.26)$$

gdje su:

$r_{TN5} = 100 \text{ mm}$  – polumjer tarenice  $TN_5$ ,

$r_{TN3,4} = 65 \text{ mm}$  – polumjer konusnih tarenica  $TN_{3,4}$ , odabrano,

$\alpha_5 = 0^\circ$  - kut između dodirne plohe tarenice  $TN_5$  i normale na os vrtnje tarenice (odabrano),

$\alpha_{3,4} = 45^\circ$  - kut između dodirne plohe konusnih tarenica  $TN_{3,4}$  i normale na os vrtnje konusnih tarenica (odabrano).

Nakon uvrštavanja u jednadžbu (2.26) dobije se:

$$\rho_{TN3,4,TN5} = \frac{100 \cdot 65}{100 \cdot \sin(45^\circ) + 65 \cdot \sin(0^\circ)} = 92 \text{ mm}. \quad (2.27)$$

Nakon što je izračunat ekvivalentni polumjer zakrivljenosti potrebno je provesti korekciju faktora trenja koji je pretpostavljen u poglavlju (2.5). Faktor trenja izračunava se iz jednadžbe:

$$\mu = \sqrt[3]{\frac{0,2}{\rho_{TN3,4,TN5}}} = \sqrt[3]{\frac{0,2}{92}} = 0,127. \quad (2.28)$$

Pritisak valjanja računa se prema izrazu:

$$k = \left(\frac{HB}{380}\right)^2, \quad (2.29)$$

gdje je:

$HB = 600 \dots 900$  – za kaljeni čelik prema [11], odabrano  $HB = 850$

Nakon uvrštavanja u jednadžbu (2.28) dobije se:

$$k = \left(\frac{850}{380}\right)^2 = 5. \quad (2.30)$$



Zbog promjene faktora trenja potrebno je korigirati izračunatu normalnu silu u jednadžbi (2.14), pa tako normalna sila iznosi:

$$F_N = \frac{2463 \cdot 1,35}{0,127} = 26182 \text{ N} \quad (2.31)$$

Uvrštavanjem dobivenih podataka u jednadžbu (2.25) dobije se potrebna širina konusne tarenice:

$$B = \frac{26182}{2 \cdot 92 \cdot 5} = 28.5 \text{ mm.} \quad (2.32)$$

### 2.7.2 Potrebna širina konusne tarenice s obzirom na tarenice $TN_{1,2}$

Ekvivalentni polumjer zakrivljenosti u ovom slučaju jednak je kao i u predhodnom odlomku, a računa se prema izrazu:

$$\rho_{TN1,2,TN3,4} = \frac{r_{TN1,2} \cdot r_{TN3,4}}{r_{TN1,2} \cdot \sin(\alpha_{3,4}) + r_{TN3,4} \cdot \sin(\alpha_{1,2})}, \quad (2.33)$$

gdje su:

$r_{TN1,2} = r_{TN1,2min} = 60 \text{ mm}$  minimalni polumjer cilindričnih tarenica  $TN_{1,2}$ ,

$\alpha_{1,2} = 0^\circ$  - kut između dodirne plohe tarenica  $TN_{1,2}$  i okomice na os vrtnje (odabrano).

Nakon uvrštavanja u jednadžbu (2.31) dobije se:

$$\rho_{TN1,2,TN3,4} = \frac{60 \cdot 65}{60 \cdot \sin(45^\circ) + 65 \cdot \sin(0^\circ)} = 92 \text{ mm.} \quad (2.34)$$

Uvrštavanjem dobivenog podatka u jednadžbu (2.25) dobije se širina konusne tarenice s obzirom na tarenice  $TN_{1,2}$ :

$$B = \frac{26182}{2 \cdot 92 \cdot 5} = 28,5 \text{ mm.} \quad (2.35)$$

Odabrana širina konusnih tarenica je  $B = 33 \text{ mm}$ .

## 2.8 Provjera površinskog pritiska

### 2.8.1 Provjera površinskog pritiska tarnog para $TN_{1,2}$ i $TN_{3,4}$

Površinski pritisak računa se prema izrazu:

$$p_{H,max} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{F_N \cdot E}{\rho \cdot B}} \leq p_{H,dop}, \quad (2.36)$$

gdje su:

$p_{H,max}$  – maksimalni površinski pritisak tarnog para  $TN_{1,2}$  i  $TN_{3,4}$ ,

$E = 210000 \text{ N/mm}^2$  – modul elastičnosti prema tablici 1. ,

$p_{H,dop} = 1000 \text{ N/mm}^2$  – dopušteni površinski pritisak prema [3].

Uvrštavanjem vrijednosti u jednadžbu (2.34) dobije se:

$$p_{H,max} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{26182 \cdot 210000}{92 \cdot 33}} = 563 \text{ N/mm}^2 < 1000 \text{ N/mm}^2. \quad (2.37)$$

Površinski pritisak zadovoljava.

## 2.9 Korisnost tarnih parova

### 2.9.1 Korisnost tarnog para $TN_{1,2}$ i $TN_{3,4}$

Korisnost tarnog para računa se prema [3]:

$$\eta_{TN1,2TN3,4} = 1 - \frac{B}{r_{1,2min}} \left( \sin(\alpha_{1,2}) - \frac{\sin(\alpha_{3,4})}{i_{TN1,2TN3,4,min}} \right) q_r, \quad (2.38)$$

gdje su:

$\eta_{TN1,2TN3,4}$  – korisnost tarnog para  $TN_{1,2}$  i  $TN_{3,4}$ ,

$q_r$  – faktor gubitka tarnog prijenosa.

Faktor gubitka tarnog prijenosa računa se prema [3] iz izraza:

$$q_r = \frac{1}{4} \cdot \left( \frac{1}{v} + v \right), \quad (2.39)$$

gdje je:

$v$  – faktor iskorištenja  $F_o/\mu F_N=0,75$

Uvrštavanjem u jednadžbu (2.37) dobije se:

$$q_r = \frac{1}{4} \cdot \left( \frac{1}{0,75} + 0,75 \right) = 0,52. \quad (2.40)$$

Uvrštavanjem poznatih i dobivenih vrijednosti u jednadžbu (2.36) dobije se:

$$\eta_{TN1,2TN3,4} = 1 - \frac{33}{60} \left( \sin(0^\circ) + \frac{\sin(45^\circ)}{0,81} \right) 0,52 = 0,75. \quad (2.41)$$

## 2.9.2 Korisnost tarnog para $TN_{3,4}$ i $TN_5$

Korisnost tarnog para  $TN_{3,4}$  i  $TN_5$  izračunava se iz već poznatih podataka prema izrazu:

$$\eta_{TN3,4TN5} = 1 - \frac{33}{65} \left( \sin(0^\circ) + \frac{\sin(45^\circ)}{1,23} \right) 0,52 = 0,85. \quad (2.42)$$

## 2.10 Proračun zupčanika

### 2.10.1 Orijentacijski proračun zupčanika

Oсни razmak između vratila zupčanika izračunava se iz izraza:

$$a = r_{TN1,min} + r_{TN5,max} = 60 + 100 = 160 \text{ mm}. \quad (2.43)$$

Za proračun modula zupčanika koristit će se orijentacijski proračun na osnovu opteretivosti korjena zuba, pod pretpostavkom da su zupčanici zakaljeni, te da se upotrebljavaju zupčanici sa ravnim zubima. Izraz za modul prema [10] glasi:

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_{EM}}{\lambda \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{f\alpha} \cdot K_{f\beta}, \quad (2.44)$$

gdje su:

$\lambda$  – odnos širine zuba obzirom na uležištenje, prema [10] odabrano  $\lambda = 25$ ,

$z_1$  – broj zubi zupčanika  $Z_1$ , pretpostavljeno  $z_1 = 22$ ,

$\sigma_{FP}$  – dopušteno naprezanje korjena zuba,

$Y_F$  – faktor oblika, prema [10]  $Y_F = 2,2$ ,

$Y_\varepsilon$  – faktor stupnja prekrivanja, prema [10] uzima se  $Y_\varepsilon = 1$ ,

$K_{f\alpha}$  – faktor raspodjele opterećenja korjena, prema [10] uzima se  $K_{f\alpha} = 1$ ,

$K_{f\beta}$  – faktor raspodjele opterećenja po uzdužnoj liniji boka zuba, prema [10] uzima se

$K_{f\beta} = 1$ .

Dopušteno naprezanje korjena zuba određuje se iz izraza:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{f,lim}}{S_F}, \quad (2.45)$$

gdje su:

$\sigma_{f,lim}$  – dinamička izdržljivost u korjenu zuba za materijale manjeg i većeg zupčanika, prema [10]  $\sigma_{f,lim} = 270 \text{ N/mm}^2$ , za odabrani materijal E360,

$S_F$  – faktor sigurnosti, odabrano  $S_F = 1,5$ .

Uvrštavanjem brojčanih vrijednosti u jednadžbu (2.45) dobije se:

$$\sigma_{FP} = \frac{270}{1,5} = 180 \text{ N/mm}^2. \quad (2.46)$$

Uvrštavanjem u jednadžbu (2.44) dobije se:

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 49250}{25 \cdot 15 \cdot 180}} \cdot 2,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1,3 \text{ mm}. \quad (2.47)$$

Odabran je standardni modul  $m_n = 2 \text{ mm}$ .

### 2.10.2 Dimenzije zupčanika

Broj zubi zupčanika  $Z_1$  izračunava se preko izraza:

$$a_w = m_n \cdot \frac{z_1 + i_{z1/2,3} \cdot z_{2,3}}{2}. \quad (2.48)$$

Uvrštavanjem poznatog prijenosnog omjera i osnog razmaka dobije se:

$$160 = 2 \cdot \frac{z_1 + 6 \cdot z_1}{2}, \quad (2.49)$$

a rješavanjem jednadžbe dobije se broj zubi zupčanika  $Z_1$ :

$$z_1 = \frac{320}{14} = 22,85. \quad (2.50)$$

Odabrani broj zubi zupčanika  $Z_1$  je  $z_1 = 23$ .

Broj zubi zupčanika  $Z_{2,3}$  izračunava se iz izraza:

$$z_{2,3} = i_{z1/2,3} \cdot z_1 = 6 \cdot 23 = 138. \quad (2.51)$$

Promjer zupčanika  $Z_1$  izračunava se iz izraza:

$$d_{z1} = m_n \cdot z_1 = 2 \cdot 23 = 46 \text{ mm}. \quad (2.52)$$

Promjer zupčanika  $Z_{2,3}$  izračunava se iz izraza:

$$d_{z2,3} = m_n \cdot z_{2,3} = 2 \cdot 138 = 276 \text{ mm} \quad (2.53)$$

Osni razmak preko promjera zupčanika jednak je:

$$a = r_{z1} + r_{z2,3} = 23 + 138 = 161 \text{ mm}. \quad (2.54)$$

Kako je dobiveni osni razmak veći od traženog, uraditi će se pomak profila.

Zbroj pomaka profila računa se iz izraza:

$$x_1 + x_2 = (z_1 + z_{2,3}) \cdot \frac{\operatorname{ev}(\alpha_w) - \operatorname{ev}(\alpha)}{2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha)}, \quad (2.55)$$

gdje je:

$\alpha_w = 19^\circ$  - pogonski kut zahvatne crte za zadani osni razmak  $a$ ,

$\alpha = 20^\circ$  - kut zahvatne crte.

Uvrštavanjem u jednadžbu (2.) dobije se:

$$x_1 + x_2 = (23 + 138) \cdot \frac{0,0127 - 0,0149}{2 \cdot 0,3639} = -0,487 \text{ mm.} \quad (2.56)$$

Promjeri zupčanika prikazani su u tablici 2.:

**Tablica 2. Promjeri zupčanika**

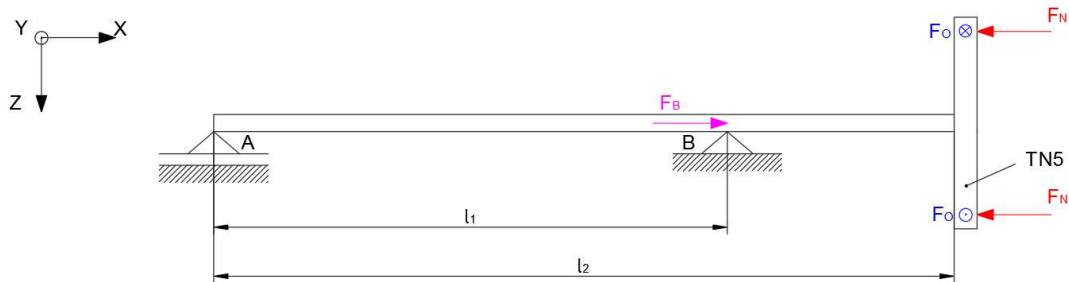
$d_{z1} = 46 \text{ mm}$	$d_{z2,3} = 276 \text{ mm}$
$d_{a1} = 50 \text{ mm}$	$d_{a2,3} = 270,1 \text{ mm}$
$d_{f1} = 42 \text{ mm}$	$d_{f2,3} = 278,1 \text{ mm}$
$d_{w1} = 45,7 \text{ mm}$	$d_{w2,3} = 274,3 \text{ mm}$

### 3. Dimenzioniranje vratila i osovine

#### 3.1 Dimenzioniranje vratila V<sub>3</sub> tarenice TN<sub>5</sub>

##### 3.1.1 Opterećenje vratila tarenice TN<sub>5</sub>

Skica vratila sa opterećenjem prikazana je na slici 3.



Slika 3. Opterećenje vratila tarenice TN<sub>5</sub>

Pretpostavljene dimenzije vratila:

$$l_1 = 150 \text{ mm},$$

$$l_2 = 200 \text{ mm}.$$

Vratilo je opterećeno na tlak i na torziju. Sila  $F_B$  računa se iz sume sila u smjeru osi x, pa je jednadžba ravnoteže:

$$\sum F_x = 0, \quad (3.1)$$

$$2 \cdot F_N - F_{Bx} = 0, \quad (3.2)$$

$$F_{Bx} = 2 \cdot F_N = 2 \cdot 26182 = 52364 \text{ N}. \quad (3.3)$$

gdje su:

$F_N = 26182 \text{ N}$  – normalna sila na tarenicu TN<sub>5</sub>,

$F_{Bx}$  – reakcija oslonca B u smjeru osi x,

Moment torzije prema jednadžbi (2.9) iznosi:

$$T_{RS,max} = T_V = 492,5 \text{ Nm}.$$

##### 3.1.2 Dimenzioniranje vratila tarenice TN<sub>5</sub>

Odabrani materijal vratila je S235JR, i za torzijsko istosmjerno naprezanje ima dopuštenu vrijednost:

$\tau_{tDI} = 140 \text{ N/mm}^2$  – dopušteno smično naprezanje.

Prema [4] smično naprezanje se određuje iz izraza:

$$\tau = \frac{T_{RS,max}}{W_t}, \quad (3.4)$$

gdje su:

$d_{V1}$  – promjer vratila,

$W_t$  – torzijski moment otpora.

Torzijski moment otpora, prema [2], računa se iz izraza:

$$W_t = \frac{\pi}{16} \cdot d_{V3}^3, \quad (3.5)$$

Uvrštavanjem u izraz (3.4) i izjednačavanjem sa dopuštenim smičnim naprezanjem dobije se izraz za izračunavanje promjera:

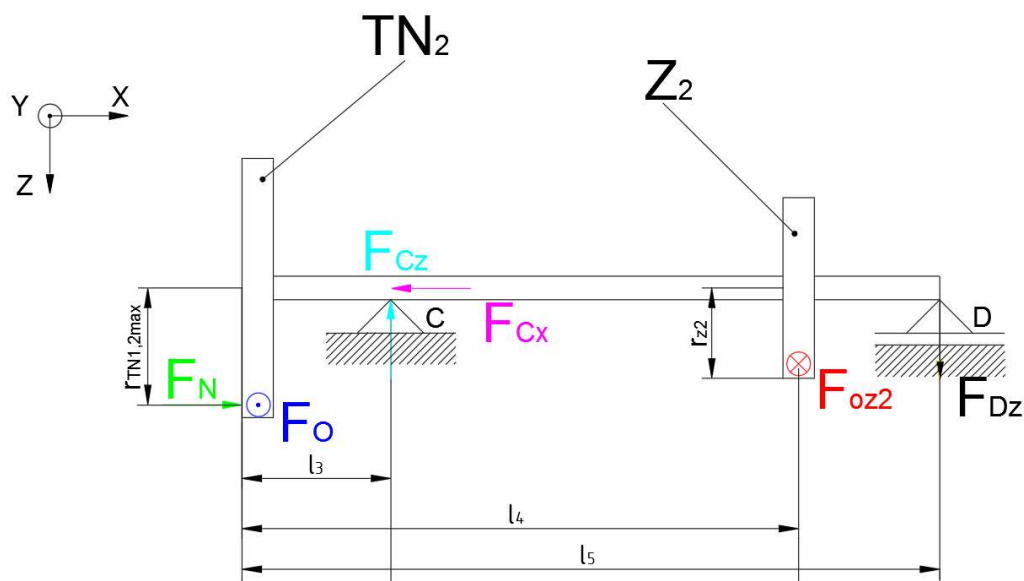
$$d_{V3} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{RS,max}}{\pi \cdot \tau_{tDI}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 492500}{\pi \cdot 140}} = 26,2 \text{ mm}. \quad (3.6)$$

Odabrani promjer vratila s obzirom na torziju je  $d_{V1} = 30 \text{ mm}$ .

### 3.2 Dimenzioniranje vratila $V_2$ tarenica $TN_1$ i $TN_2$

#### 3.2.1 Opterećenje vratila tarenice $TN_2$

Skica vratila sa opterećenjem prikazana je na slici 4.



Slika 4. Prikaz opterećenja vratila  $V_2$

Pretpostavljene dimenzije vratila tarenice  $TN_2$  su:

$$l_3 = 70 \text{ mm},$$

$$l_4 = 170 \text{ mm},$$

$$l_5 = 240 \text{ mm}.$$

Obodna sila na gonjenom zupčaniku  $Z_2$  izračunava se iz izraza:

$$F_{Oz1} = F_{Oz2} = \frac{2 \cdot T_{EM}}{d_{z1}} = \frac{2 \cdot 49250}{46} = 2150 \text{ N.} \quad (3.7)$$

Reakcije u osloncima C i D izračunati će se iz jednadžbi ravnoteže.

$$\sum F_y = 0, \quad (3.8)$$

$$F_O - F_{Cy} - F_{Oz2} + F_{Dy} = 0, \quad (3.9)$$

$$\sum M_D = 0, \quad (3.10)$$

$$F_O \cdot l_5 - F_{Cy} \cdot (l_5 - l_3) - F_{Oz2} \cdot (l_5 - l_4) = 0. \quad (3.11)$$

Iz jednadžbe (3.11) može se izračunati reakcija u osloncu C u smjeru osi y:

$$F_{Cy} = \frac{-F_{Oz2} \cdot (l_5 - l_4) + F_O \cdot l_5}{(l_5 - l_3)} = \frac{-2150 \cdot 70 + 2463 \cdot 240}{170} = 2592 \text{ N.} \quad (3.12)$$

Uvrštavanjem rezultata jednadžbe (3.12) u jednadžbu (3.9) dobije se:

$$F_{Dy} = F_{Oz2} + F_{Cy} - F_O = 2150 + 2592 - 2464 = 2278 \text{ N.} \quad (3.13)$$

$$\sum M_D = 0, \quad (3.14)$$

$$F_N \cdot r_{TN1,2,max} - F_{Cz} \cdot (l_5 - l_3) = 0, \quad (3.15)$$

$$F_{Cz} = \frac{F_N \cdot r_{TN1,2,max}}{(l_5 - l_3)} = \frac{26182 \cdot 80}{170} = 12320 \text{ N,} \quad (3.16)$$

$$\sum F_z = 0, \quad (3.17)$$



$$F_{Cz} - F_{Dz} = 0, \quad (3.18)$$

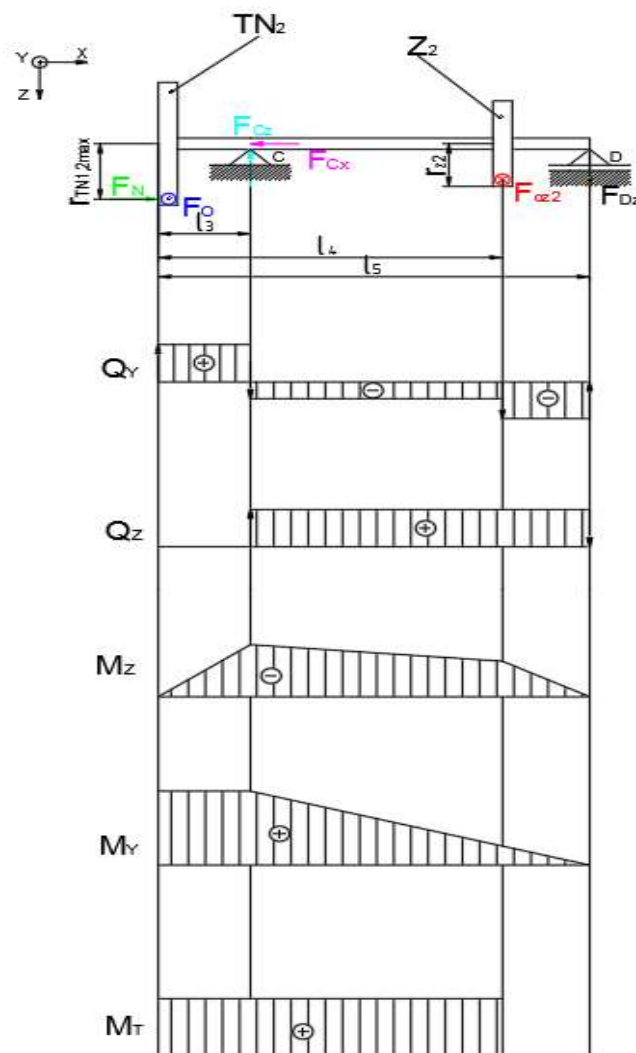
$$F_{Dz} = F_{Cz} = 12320 \text{ N}. \quad (3.19)$$

Rezultantne radijalne reakcije u osloncima C i D su:

$$F_C = \sqrt{F_{Cz}^2 + F_{Cy}^2} = \sqrt{12320^2 + 2592^2} = 12590 \text{ N}, \quad (3.20)$$

$$F_D = \sqrt{F_{Dz}^2 + F_{Dy}^2} = \sqrt{12320^2 + 2278^2} = 12529 \text{ N}. \quad (3.21)$$

Na slici 5. prikazano je opterećenje i dijagrami unutarnjih sila vratila tarenice  $TN_2$ .



Slika 5. Prikaz opterećenja i dijagrami unutarnjih sila

### 3.2.2 Dimenzioniranje vratila tarenice $TN_2$

Odabrani materijal vratila je E355, a orijentacijske vrijednosti dopuštenih savojnih naprezanja za naizmjenično opterećena vratila [5] za zadani materijal iznose :

$$\sigma_{fDNdop} = 40 \dots 75 \text{ N/mm}^2 - \text{dopušteno naprezanje na savijanje.}$$

$$\text{Odabrano } \sigma_{fDNdop} = 75 \text{ N/mm}^2.$$

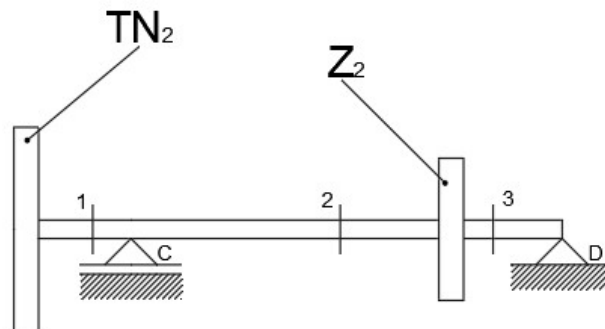
Budući da je vratilo između tarenice  $TN_2$  i zupčanika  $Z_2$  opterećeno na savijanje i na torziju potrebno je izračunati reducirane momente za taj dio vratila. Moment torzije na tome dijelu iznosi:

$$T_{V,TN2} = \frac{F_{Oz2} \cdot d_{z2}}{2} = \frac{1760 \cdot 112}{2} = 98,56 \text{ Nm.} \quad (3.22)$$

Reducirani moment računa se iz izraza:

$$M_{red} = \sqrt{M^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_{V,TN2})^2}. \quad (3.23)$$

Na slici 6. prikazani su kritični presjeci vratila.



Slika 6. Kritični presjeci vratila

**Presjek 1 ( $x_1=70 \text{ mm}$ ):**

$$M_1 = \sqrt{M_{1y}^2 + M_{1z}^2}, \quad (3.24)$$

$$M_{1y} = F_N \cdot r_{TN2,max} = 26182 \cdot 0,080 = 2095 \text{ Nm.} \quad (3.25)$$

$$M_{1z} = F_O \cdot x_1 = 2463 \cdot 0,07 = 172,41 \text{ Nm} \quad (3.26)$$

$$M_1 = \sqrt{2095^2 + 172,41^2} = 2100 \text{ Nm.} \quad (3.7)$$

Za računanje reduciranog momenta potrebno je poznavati faktor čvrstoće materijala vratila obzirom na način njegovog opterećenja, a koji se prema [5] računa iz izraza:

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{fDN}}{1,73 \cdot \tau_{tDI}}, \quad (3.28)$$

gdje su prema [5]:

$$\begin{aligned} \sigma_{fDN} &= 300 \text{ N/mm}^2, \\ \tau_{tDI} &= 230 \text{ N/mm}^2. \end{aligned}$$

Uvrštavanjem u jednadžbu (3.28) dobije se:

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{fDN}}{1,73 \cdot \tau_{tDI}} = \alpha_0 = \frac{300}{1,73 \cdot 230} = 0,75. \quad (3.29)$$

Uvrštavanjem dobivenih rezultata u jednadžbu (3.23) dobije se:

$$\begin{aligned} M_{red1} &= \sqrt{M_1^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_{V,TN2})^2} = \\ &= \sqrt{2100^2 + 0,75 \cdot (0,75 \cdot 98,56)^2} = 2101 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (3.30)$$

Sada se može izračunati promjer idealnog vratila:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{red1}}{\sigma_{fDNdop}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 2101000}{75}} = 65,43 \text{ mm}. \quad (3.31)$$

**Presjek 2 ( $x_2 = 170 \text{ mm}$ ):**

$$M_2 = \sqrt{M_{2y}^2 + M_{2z}^2}, \quad (3.32)$$

gdje su:

$$M_{2y} = F_N \cdot r_{TN2,max} - F_{Cz} \cdot (x - l_3) = 2095 - 1095,3 = 1000 \text{ Nm}, \quad (3.33)$$

$$M_{2z} = F_O \cdot x - F_{Cy}(x - l_3) = 418,71 - 259,2 = 160 \text{ Nm}. \quad (3.34)$$

Uvrštavanjem u jednadžbu (3.32) dobije se:

$$M_2 = \sqrt{1000^2 + 160^2} = 1012 \text{ Nm}. \quad (3.35)$$

Reducirani moment za presjek 2 jednak je:

$$M_{red2} = \sqrt{M_2^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_{V,TN2})^2} = \sqrt{1012^2 + 4100} = 1014 \text{ Nm}. \quad (3.36)$$

Poznavajući reducirani moment na presjeku 2 može se izračunati i promjer idealnog vratila na istom presjeku:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{\text{red2}}}{\sigma_{\text{dDNdop}}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 1014000}{75}} = 51,32 \text{ mm.} \quad (3.37)$$

**Presjek 3 ( $x_3 = 170 \text{ mm}$ ):**

Na ovom dijelu vratila djeluje samo savojno opterećenje (naprezanje) pa izraz za promjer idealnog vratila glasi:

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot F_D}{\sigma_{\text{dDNdop}}}} \cdot (l_5 - x_3)^{\frac{1}{3}}, \quad (3.38)$$

a uvrštavanjem brojčanih vrijednosti dobije se:

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 12529}{75}} \cdot (240 - 170)^{\frac{1}{3}} = 48,9 \text{ mm.} \quad (3.39)$$

Odabrane dimenzije vratila su:

$$d_1 = 70 \text{ mm,}$$

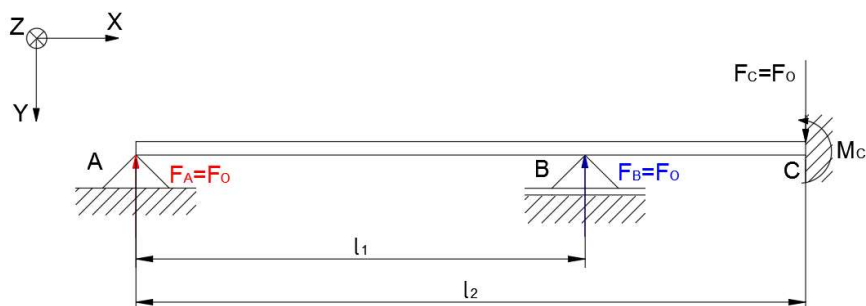
$$d_2 = 55 \text{ mm,}$$

$$d_3 = 55 \text{ mm.}$$

### 3.3 Dimenzioniranje osovine konusne tarenice

#### 3.3.1 Opterećenje osovine konusne tarenice

Konusna tarenica će se oblikovati tako da normalne sile djeluju na istom pravcu ali u suprotnom smjeru, te bi kao posljedica toga bilo njihovo poništavanje. Osovina će biti opterećena samo obodnim silama, a na slici 7. prikazano je opterećenje osovine.



Slika 7. Opterećenje osovine

Pretpostavljene dimenzije osovine su:

$$l_1 = 120 \text{ mm,}$$

$$l_2 = 140 \text{ mm,}$$

### 3.3.2 Dimenzioniranje osovine

Kritični presjek osovine nalazi se u ukliještenju. Moment savijanja koji djeluje u ukliještenju jednak je:

$$M = M_C = 394 \text{ Nm.} \quad (3.40)$$

Odabrani materijal osovine je E355 za kojeg vrijedi:

$$\sigma_{fDNdop} = 75 \text{ N/mm}^2.$$

Promjer osovine na tom presjeku izračunava se iz izraza:

$$d_O = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_C}{\sigma_{fDN,dop}}}, \quad (3.41)$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 394000}{75}} = 37,45 \text{ mm} \quad (3.42)$$

Odabrano  $d_2 = 40 \text{ mm}$ .

## 3.4 Dimenzioniranje vratila $V_1$ elektromotora

### 3.4.1 Opterećenje i dimenzioniranje vratila $V_1$

Vratilo  $V_1$  opterećeno je samo momentom torzije i to na djelu između zupčanika  $Z_1$  i elektromotora. Moment torzije kojim je vratilo opterećeno zapravo je moment elektromotora nazivne snage  $P_{EM} = 7,5 \text{ kW}$ , i brzine vrtnje  $n_{EM} = 1455 \text{ min}^{-1}$ . Moment elektromotora poznat je i iznosi:

$$T_{EM} = 49,25 \text{ Nm.}$$

Odabrani materijal vratila je E35, a vratilo se dimenzionira prema [4] prema izrazu:

$$d_{V1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{EM}}{\pi \cdot \tau_{tDI}}} \quad (3.43)$$

a uvrštavanjem poznatih podataka dobije se:

$$d_{V1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 49250}{\pi \cdot 230}} = 10,29 \text{ mm.} \quad (3.44)$$

Odabrani promjer vratila je  $d_{V1} = 15 \text{ mm}$ .

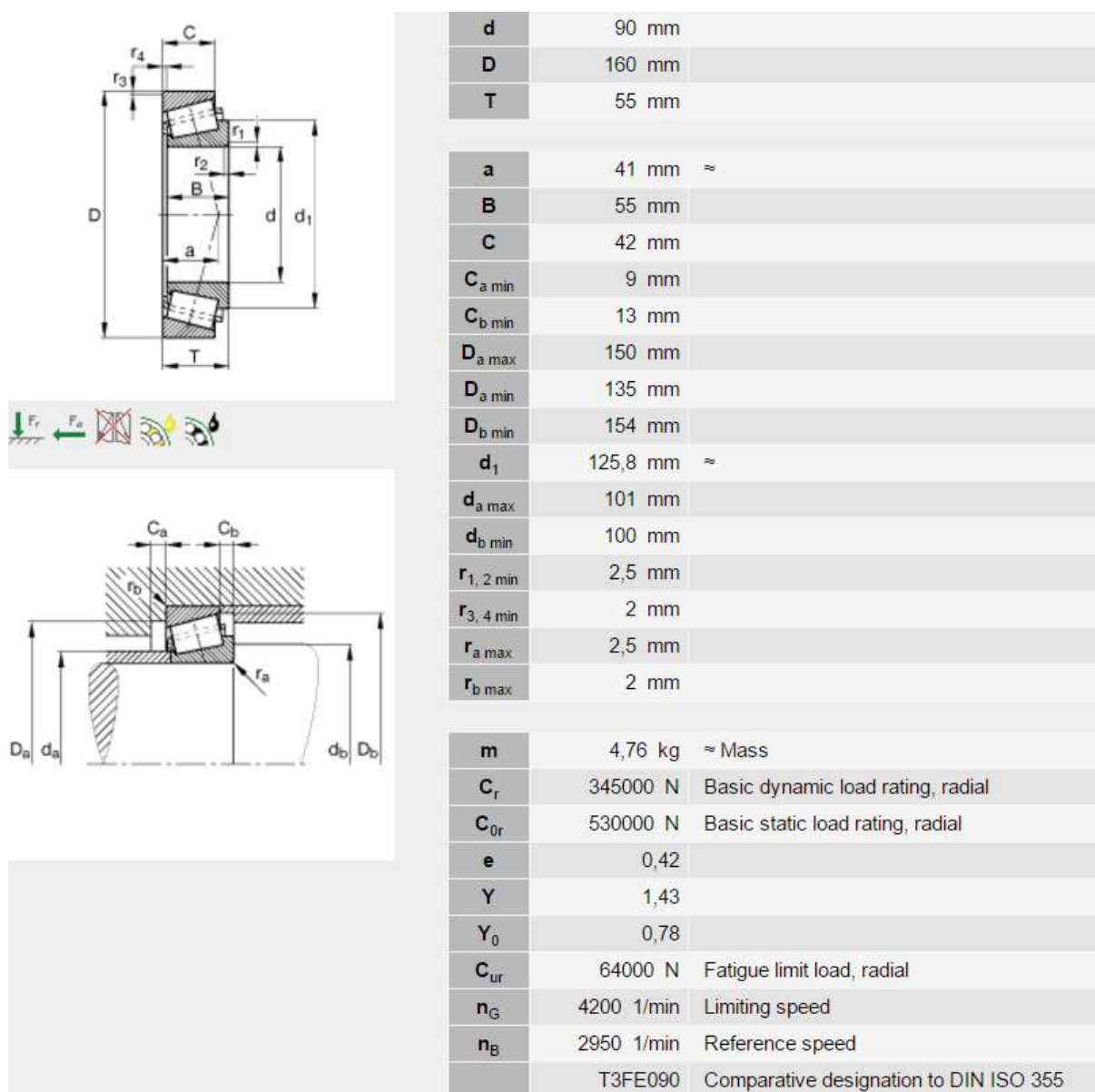
## 4. Odabir i proračun ležajeva

### 4.1 Odabir ležajeva vratila $V_3$

Vratilo će biti oslonjeno dva ležaja od kojih jedan prenosi samo radijalnu silu koja je posljedica mase elemenata, a drugi osim radijalne mora prenijeti i aksijalnu silu. Prema [6] za potporna ležajeva odabiru se jednoredni kuglični radijalni ležajevi s kosim dodirom ili kod velikih aksijalnih opterećenja radijalni stožasti ležaj, te se ugrađuju u O ili X poretku i to asimetrično tako da jedan ležaj preuzima aksijalnu silu u jednom, a drugi u drugom smjeru.

#### 4.1.1 Čvrsto ležajno mjesto

Odabran je ležaj 33218, a oblik i dimenzije tog ležaja prikazane su prema [7] na slici 8.



Slika 8. Prikaz ležaja 33218 sa njegovim karakteristikama [7]

### 4.1.2 Kontrola ležaja 33218

Prema [8] ekvivalentno dinamičko radijalno opterećenje izračunava se iz izraza:

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a, \quad (4.1)$$

gdje su:

$P_r$  – ekvivalentno dinamičko radijalno opterećenje,

$X$  – dinamički radijalni faktor ležaja,

$Y$  – dinamički aksijalni faktor ležaja (za odabrani ležaj  $Y = 1,43$ ).

Radijalna sila je zanemariva, pa se uvrštavanjem u izraz (4.1) dobije:

$$P_r = Y \cdot F_a = 1,43 \cdot 52364 = 74880 \text{ N}. \quad (4.2)$$

Odnos radijalne i aksijalne sile jednak je:

$$\frac{F_a}{F_r} \gg e = 0,35. \quad (4.3)$$

Dinamička opterećenost ležaja  $C_1$  prema [8] izračunava se iz izraza:

$$C_1 = P_r \cdot \left( \frac{60 \cdot n_{RS,max} \cdot L_{10h\_min}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}}, \quad (4.4)$$

gdje su:

$C_1$  – dinamička opterećenost ležaja,

$L_{10h\_min}$  – zahtijevani nazivni vijek trajanja, odabrano  $L_{10h\_min} = 8000 \text{ h}$ ,

$\varepsilon = 10/3$  – eksponent vijeka trajanja (za ležajeve sa teorijskim dodirom u liniji).

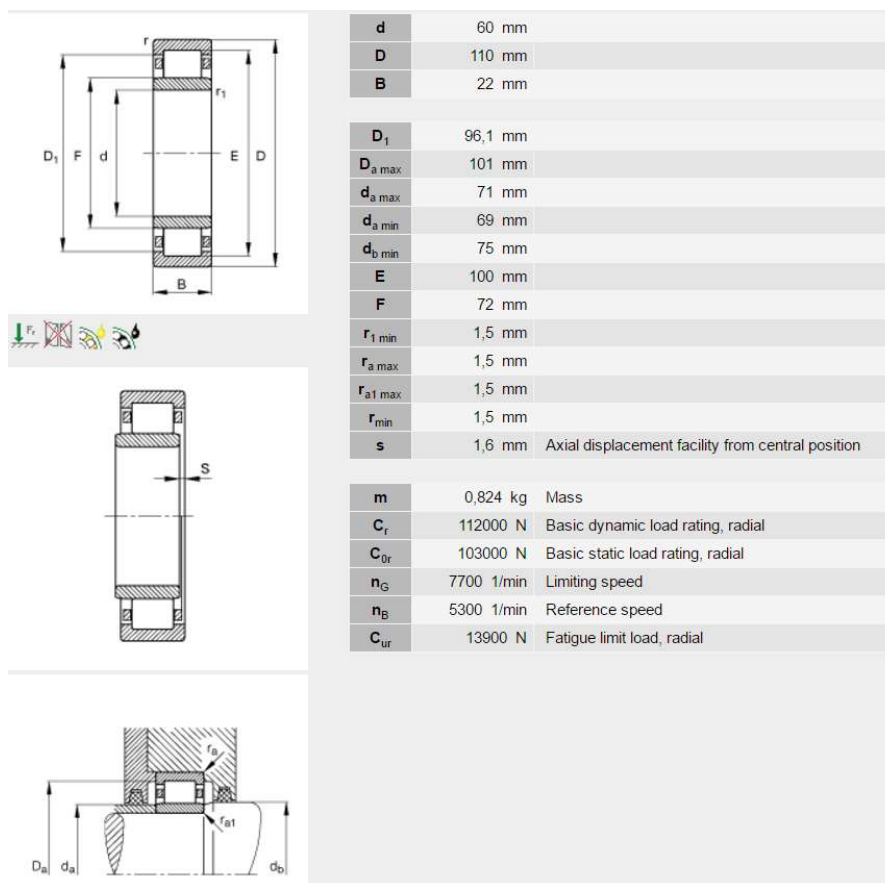
Uvrštavanjem u izraz (4.4) dobije se:

$$C_1 = 74880 \cdot \left( \frac{60 \cdot 242,5 \cdot 8000}{10^6} \right)^{\frac{3}{10}} = 311000 \text{ N} \quad (4.5)$$

Kako je  $C_1 < C_r$  zaključuje se da odabrani ležaj zadovoljava.

### 4.1.3 Slobodno ležajno mjesto

Za slobodno ležajno mjesto odabran je jednoreadni valjkasti ležaj NU 212-E-XL-TVP2, prema [7]. Njegove karakteristike prikazane su na slici 9.



Slika 9. Ležaj NU 212-E-XL-TVP2 sa svojim karakteristikama [7]

#### 4.1.4 Kontrola ležaja NU 212-E-XL-TVP2

Radijalno opterećenje u osloncu A je posljedica samo težine ugradbenih djelova, a pretostavljeni iznos je:

$$F_{Ar} = 1000 \text{ N.}$$

Kako je radijalna komponenta reakcije u osloncu A jednaka reakciji u osloncu A zaključuje se da ekvivalentno dinamičko radijalno opterećenje ležaja iznosi:

$$P_r = F_{Ar} = 1000 \text{ N.} \quad (4.6)$$

Dinamička opterećenost ležaja prema [8] izračunava se iz izraza:

$$C_1 = P_r \cdot \left( \frac{60 \cdot n_{RS, \max} \cdot L_{10h\_min}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} \quad (4.7)$$

gdje je:

$P_r$  – ekvivalentno dinamičko radijalno opterećenje,

$n_{RS, \max}$  – brzina vrtnje,



$L_{10h\_min}$  – zahtijevani nazivni vijek trajanja, odabrano  $L_{10h\_min} = 8000$  h,

$\varepsilon = 10/3$  – eksponent vijeka trajanja (za ležajeve sa teorijskim dodirom u liniji).

Uvrštavanjem u jednadžbu (4.7) dobije se:

$$C_1 = 1000 \cdot \left( \frac{60 \cdot 242,5 \cdot 8000}{10^6} \right)^{\frac{3}{10}} = 4167 \text{ N.} \quad (4.8)$$

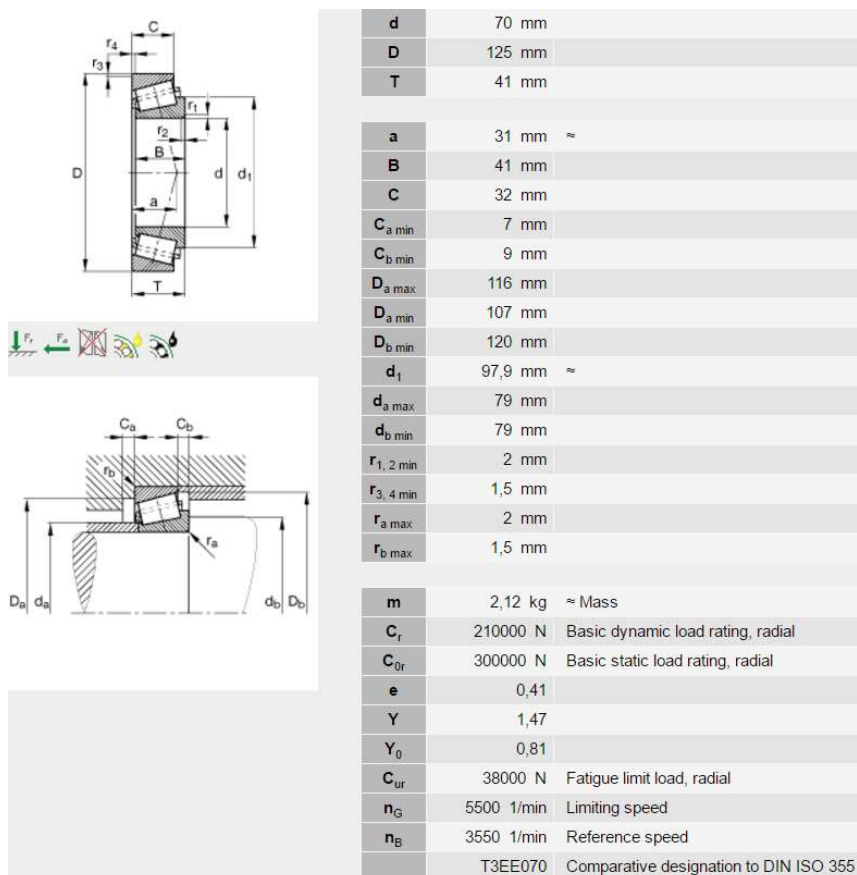
Kako je  $C_1 < C_r$  zaključuje se da odabrani ležaj zadovoljava.

## 4.2 Odabir ležajeva vratila $V_2$

Kao i kod vratila  $V_1$  jedno ležajno mjesto biti će čvrsto, odnosno prenositi će i radijalnu i aksijalnu silu, dok će drugo ležajno mjesto biti slobodno.

### 4.2.1 Odabir ležaja za čvrsto ležajno mjesto

Za čvrsto ležajno mjesto odabran je stožasti ležaj 33214 prema [7] koji ima karakteristike kako je prikazano na slici 10.



Slika 10. Prikaz ležaja 33214 sa njegovim karakteristikama [7]

#### 4.2.2 Kontrola ležaja 33214

Odnos aksijalne i radijalne sile u osloncu C prema [8] iznosi:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{26182}{12590} = 2,08 > e = 0,41. \quad (4.9)$$

Za slučaj kad je odnos aksijalne i radijalne sile  $F_a/F_r > e$ , izraz za izračunavanje ekvivalentnog dinamičkog radijalnog opterećenja prema [8] glasi:

$$P_r = 0,67 \cdot F_{rC} + Y \cdot F_{aC} \quad (4.10)$$

Uvrštavanjem brojčanih vrijednosti u jednadžbu dobije se:

$$P_r = 0,67 \cdot 12590 + 1,47 \cdot 26182 = 46923 \text{ N} \quad (4.11)$$

Dinamička opterećenost ležaja izračunava se iz izraza:

$$C_1 = P_r \cdot \left( \frac{60 \cdot n_{V2,max} \cdot L_{10h\_min}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} \quad (4.12)$$

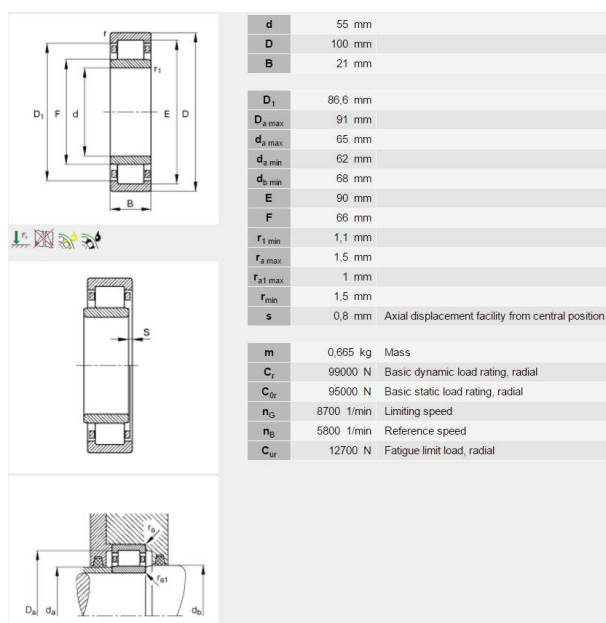
a uvrštavanjem vrijednosti u jednadžbu dobije se:

$$C_1 = 46923 \cdot \left( \frac{60 \cdot 242,5 \cdot 8000}{10^6} \right)^{\frac{3}{10}} = 195510 \text{ N} \quad (4.13)$$

Kako je  $C_1 < C_r$  zaključuje se da odabrani ležaj zadovoljava.

#### 4.2.2 Odabir ležaja za slobodno ležajno mjesto

Za slobodno ležajno mjesto odabran je ležaj NU211-E-XL-TVP2 prema [7] sa karakteristikama kako je prikazano na slici 11.



Slika 11. Prikaz ležaja NU211-E-XL-TVP2 sa karakteristikama [7]

#### 4.2.4 Kontrola ležaja NU211-E-XL-TVP2

Radijalna komponenta reakcije u osloncu D jednaka je reakciji u osloncu D pa ekvivalentno dinamičko radijalno opterećenje iznosi:

$$P_r = F_{rD} = 12529 \text{ N.} \quad (4.14)$$

Dinamička opterećenost izračunava se iz izraza:

$$C_1 = P_r \cdot \left( \frac{60 \cdot n_{V2,max} \cdot L_{10h\_min}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}}, \quad (4.4)$$

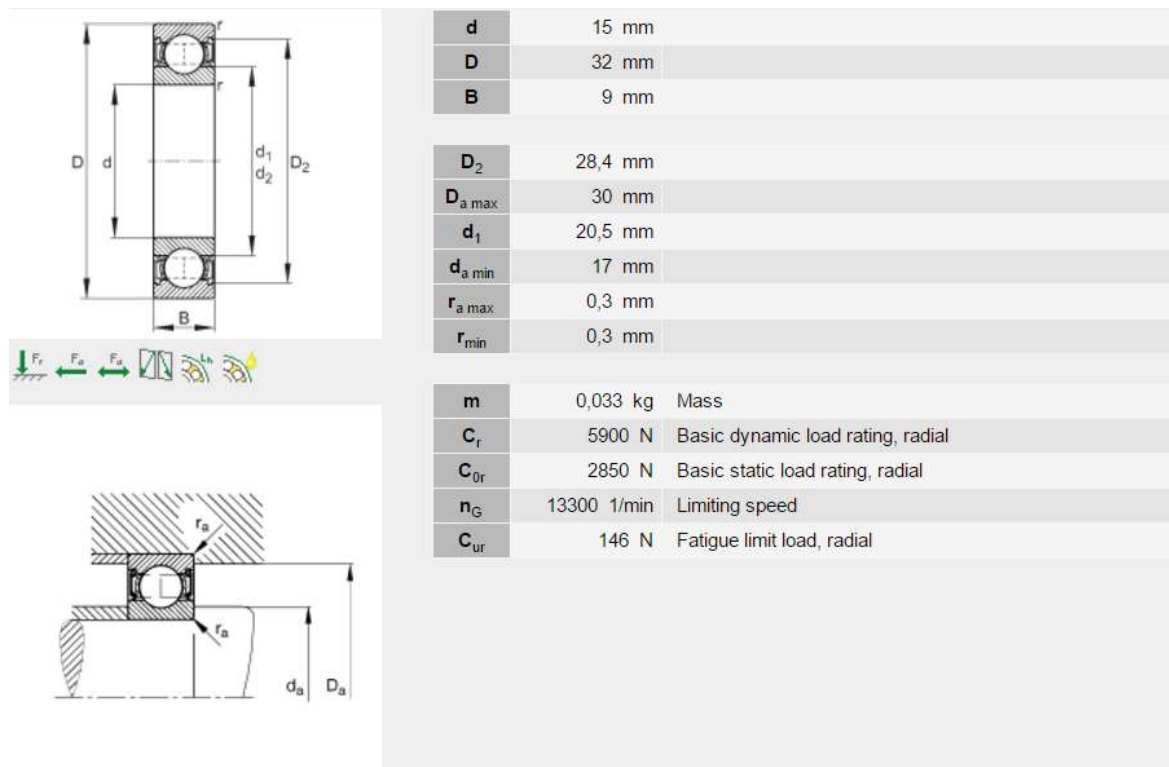
a uvrštavanjem bročanih vrijednosti u izraz dobije se:

$$C_1 = 12529 \cdot \left( \frac{60 \cdot 242,5 \cdot 8000}{10^6} \right)^{\frac{3}{10}} = 52204 \text{ N.} \quad (4.5)$$

Kako je  $C_1 < C_r$  zaključuje se da ležaj zadovoljava.

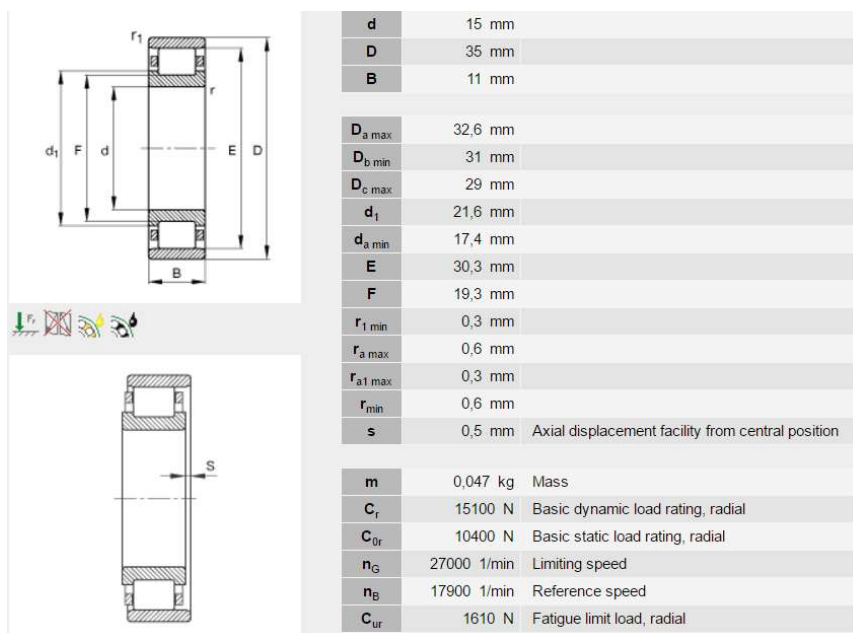
#### 4.3 Odabir ležajeva vratila V<sub>1</sub>

Vratilo V<sub>1</sub> opterećeno je samo torzijskim momentom, tj. ležaji nisu opterećeni. pa se poseban proračun neće provoditi. Za čvrsto ležajno mjesto odabran je jednostavni jednoreadni kuglični ležaj 6002 2RSR, prema [7], sa karakteristikama prema slici 12.



Slika 12. Prikaz ležaja 6002 2RSR sa njegovim karakteristikama [7]

Za slobodno ležajno mjesto odabran je jednoreadni radijalni valjkasti ležaj N202-E-XL-TVP2, prema [7]. Na slici 13. prikazan je ležaj i sa karakteristikama.



Slika 13. Prikaz ležaja N202-E-XL-TVP2 [7]

#### 4.4 Odabir ležajeva osovine konusne tarenice

Radijalno opterećenje u osloncima A i B osovine jednako je reakciji oslonaca A i B i iznosi:

$$F_{rA} = F_A = 2463 \text{ N},$$

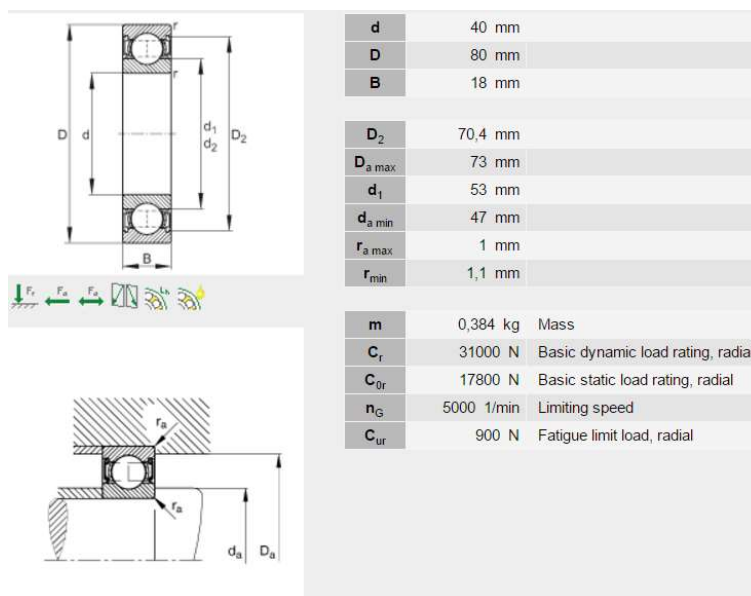
$$F_{rB} = F_B = 2463 \text{ N}.$$

Ekvivalentno dinamičko radijalno opterećenje ležaja iznosi za oba ležajna mjesta iznosi:

$$P_r = 2463 \text{ N}.$$

##### 4.4.1 Odabir ležaja za čvrsto ležajno mjesto

Za čvrsto ležajno mjesto odabran je jednostavni jednoreadni kuglični ležaj 6208-2RSR prema [7]. Na slici 14. prikazan je izgled i karakteristike tog ležaja.



Slika 14. Prikaz ležaja 6208-2RSR sa karakteristikama [7]

#### 4.4.2 Kontrola ležaja 6208-2RSR

Izraz za dinamičku opterećenost ležaja 6208-2RSR prema [8] glasi:

$$C_1 = P_r \cdot \left( \frac{60 \cdot n_{TN3,max} \cdot L_{10h,min}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} \quad (4.6)$$

gdje je:

$P_r$  – ekvivalentno dinamičko radijalno opterećenje,

$n_{TN3,max} = 258 \text{ min}^{-1}$  – maksimalna brzina vrtnje konusne tarenice,

$L_{10h,min}$  – zahtijevani nazivni vijek trajanja, odabrano  $L_{10h,min} = 8000 \text{ h}$ ,

$\varepsilon = 3$  – eksponent vijeka trajanja (za ležajeve sa teorijskim dodirom u točki).

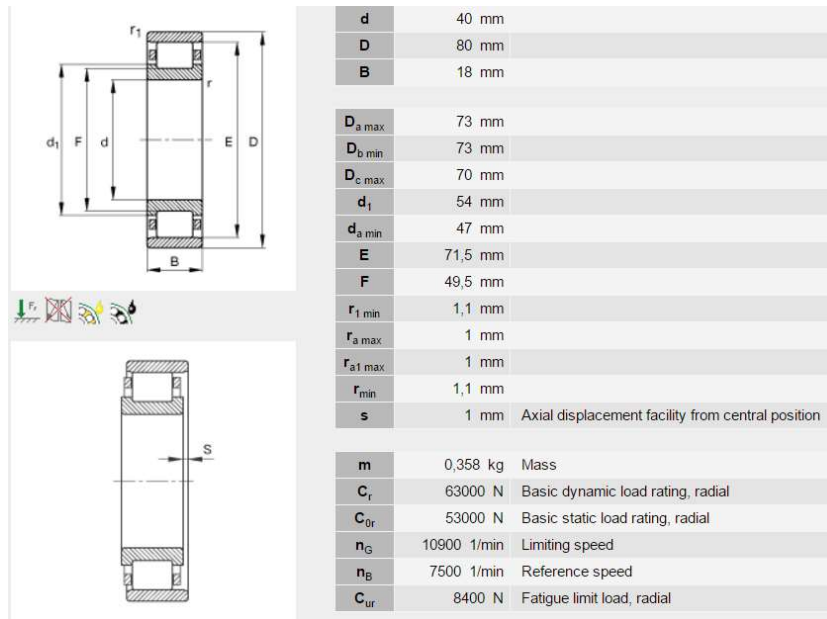
Uvrštavanjem u jednadžbu (4.17) dobije se:

$$C_1 = 2463 \cdot \left( \frac{60 \cdot 258 \cdot 8000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 12276 \text{ N}. \quad (4.7)$$

kako je  $C_1 < C_r$  zaključuje se da ležaj zadovoljava.

#### 4.4.3 Odabir ležaja za slobodno ležajno mjesto

Za slobodno ležajno mjesto odabran je jednoredni radijalni valjkasti ležaj N208-E-XL-TVP2, prema [7] čije su karakteristike prikazane na slici 15.



Slika 15. Prikaz ležaja N208-E-XL-TVP2 [7]

#### 4.4.4 Kontrola ležaja N208-E-XL-TVP2

Jedina razlika u odnosu na ležaj u predhodnom odlomku je ta da umjesto teorijskog dodira u točki imamo teorijski dodir u liniji pa je  $\varepsilon = 10/3$ , i uvrštavanjem u jednadžbu (4.17) dobije se:

$$C_1 = 2463 \cdot \left( \frac{60 \cdot 258 \cdot 8000}{10^6} \right)^{\frac{3}{10}} = 10355 \text{ N.} \quad (4.8)$$

Kako je  $C_1 < C_r$  zaključuje se da ležaj zadovoljava.

## 5. Odabir i proračun opruge

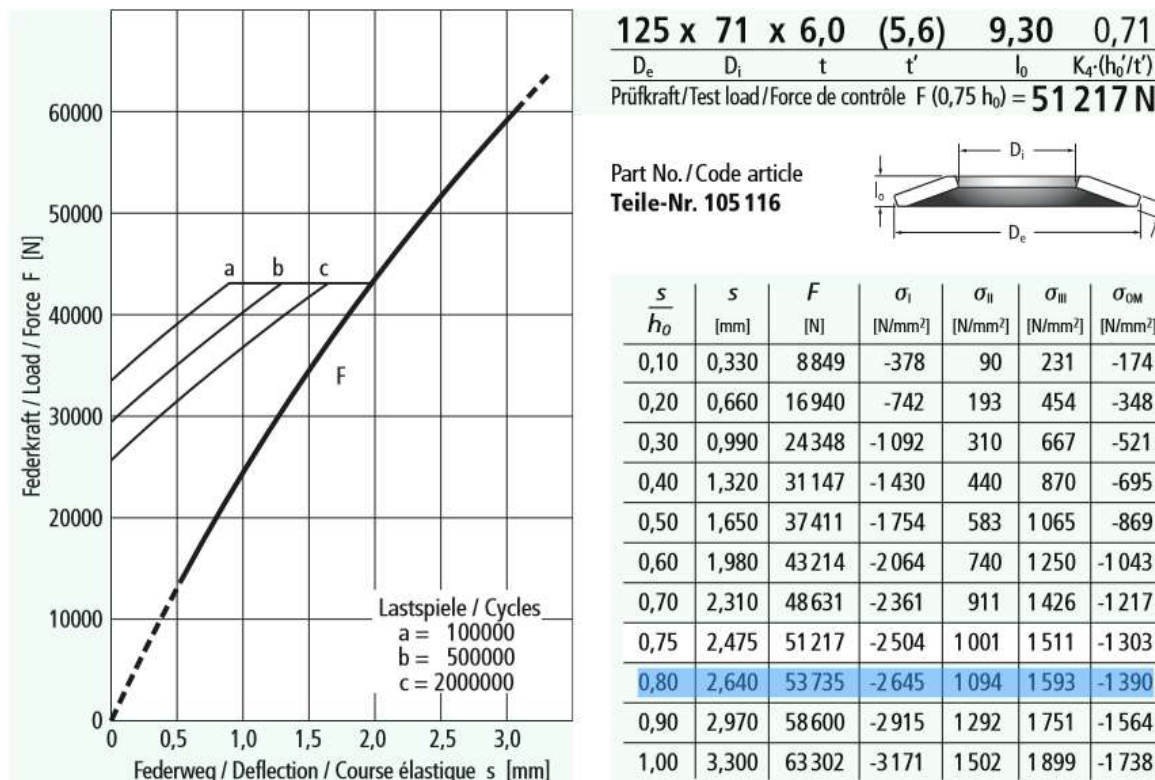
Normalna sila koja je potrebna za ostvarivanje obodne sile od  $F_O = 2463$  N je prema (2.14):

$$F_N = 26182 \text{ N.}$$

Kako se sila opruge prenosi na dvije konusne tarenice potrebna sila koju ostvaruje opruga biti će dvostruko veća od normalne sile i iznositi će:

$$F_{OP} = 52364 \text{ N.}$$

Odabrana je tanjurasta opruga [9] prikazana na slici 16. i čije su karakteristike označene.



Slika 16. Odabrana opruga i karakteristike [9]

## 6. Odabir i proračun mehanizma za promjenu prijenosnog omjera

Mehanizam za promjenu prijenosnog omjera omogućuje pomicanje konusnih tarenica te preko njih kontinuiranu, nesmetanu i laganu promjenu prijenosnog omjera. Za mehanizam promjene prijenosnog omjera odabran je mehanizam sa navojnim vretenom, čijim se okretanjem, preko nosača (vilice), pomiču konusne tarenice.

### 6.1 Proračun navojnog vretena

Navojno vreteno opterećeno je aksijalnom silom koja se javlja kao posljedica pomicanja tarenica, te također momentom torzije. Odabrano je vreteno Tr 36 x 3. Aksijalna sila kojom je opterećeno navojno vreteno izračunava se iz izraza:

$$F_{vr} = 2 \cdot F_N \cdot \mu, \quad (6.1)$$

gdje su:

$F_{vr}$  – aksijalna sila u vretenu,

$F_N$  – normalna sila na konusne tarenice,

$\mu$  – faktor trenja, odabrano  $\mu = 0,15$ .

Uvrštavanjem u izraz (6.1) dobije se:

$$F_{vr} = 2 \cdot 26182 \cdot 0,15 = 7855 \text{ N}. \quad (6.2)$$

Normalno naprezanje u vretenu izračunava se iz izraza:

$$\sigma = \frac{F_{vr}}{A_j}, \quad (6.3)$$

gdje je:

$\sigma$  – normalno naprezanje u vretenu,

$A_j$  – nosiva površina vretena, za odabrano vreteno  $A_j = 830 \text{ mm}^2$ .

Uvrštavanjem u jednadžbu (6.3) dobije se:

$$\sigma = \frac{7855}{830} = 9,5 \text{ N/mm}^2. \quad (6.4)$$

Torzijsko naprezanje u vretenu izračunava se iz izraza:

$$\tau = \frac{T_{vr}}{W_p}, \quad (6.5)$$

gdje su:

$\tau$  – torzijsko naprezanje u vretenu,

$T_{vr}$  – moment torzije vretena,

$W_p$  – polarni moment otpora.



Moment torzije vretena izračunava se iz izraza:

$$T_{vr} = F_{vr} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \rho'), \quad (6.6)$$

gdje su:

$\varphi$  – kut uspona zavojnice,

$\rho'$  – korigirani kut trenja.

Kut uspona zavojnice izračunava se iz izraza:

$$\varphi = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{P_h}{d_2 \cdot \pi}, \quad (6.7)$$

gdje su:

$P_h$  – uspon navoja,

$d_2$  – srednji promjer vretena.

Uvrštavanjem u izraz (6.7) dobije se:

$$\varphi = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{3}{34,5 \cdot \pi} = 1,6^\circ. \quad (6.8)$$

Korigirani kut trenja računa se iz izraza:

$$\rho' = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{\mu}{\cos \beta}, \quad (6.9)$$

gdje su:

$\mu$  – faktor trenja, odabrano  $\mu = 0,15$ ,

$\beta$  – polovina vršnog kuta navoja, za trapezni navoj  $\beta = 15^\circ$ .

Uvrštavanjem u jednadžbu (6.9) dobije se:

$$\rho' = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{0,15}{\cos 15^\circ} = 8,83^\circ. \quad (6.10)$$

Uvrštavanjem dobivenih vrijednosti u jednadžbu (6.6) dobije se:

$$T_{vr} = 7855 \cdot \frac{34,5}{2} \cdot \operatorname{tg}(1,6^\circ + 8,83^\circ) = 24942 \text{ Nmm}. \quad (6.11)$$

Polarni moment otpora izračunava se iz izraza:

$$W_p = \frac{d_3^3}{16} \cdot \pi = \frac{32,5^3}{16} \cdot \pi = 6740 \text{ mm}^3. \quad (6.12)$$

Uvrštavanjem dobivenih vrijednosti u jednadžbu (6.5) dobije se:

$$\tau = \frac{22460}{6740} = 4 \text{ N/mm}^2. \quad (6.13)$$

Ekvivalentno naprezanje vretena izračunava se prema izrazu:

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{12,32^2 + 3 \cdot 4^2} = 14 \text{ N/mm}^2. \quad (6.14)$$

Za materijal vretena S235JR dopušteno naprezanje za kolebanje opterećenja od nule do maksimalne vrijednosti iznosi:

$$\sigma_{\text{dop}} = 120 \text{ N/mm}^2.$$

Kako je  $\sigma_{\text{ekv}} < \sigma_{\text{dop}}$  zaključuje se da vreteno zadovoljava.

## 7. Zaključak

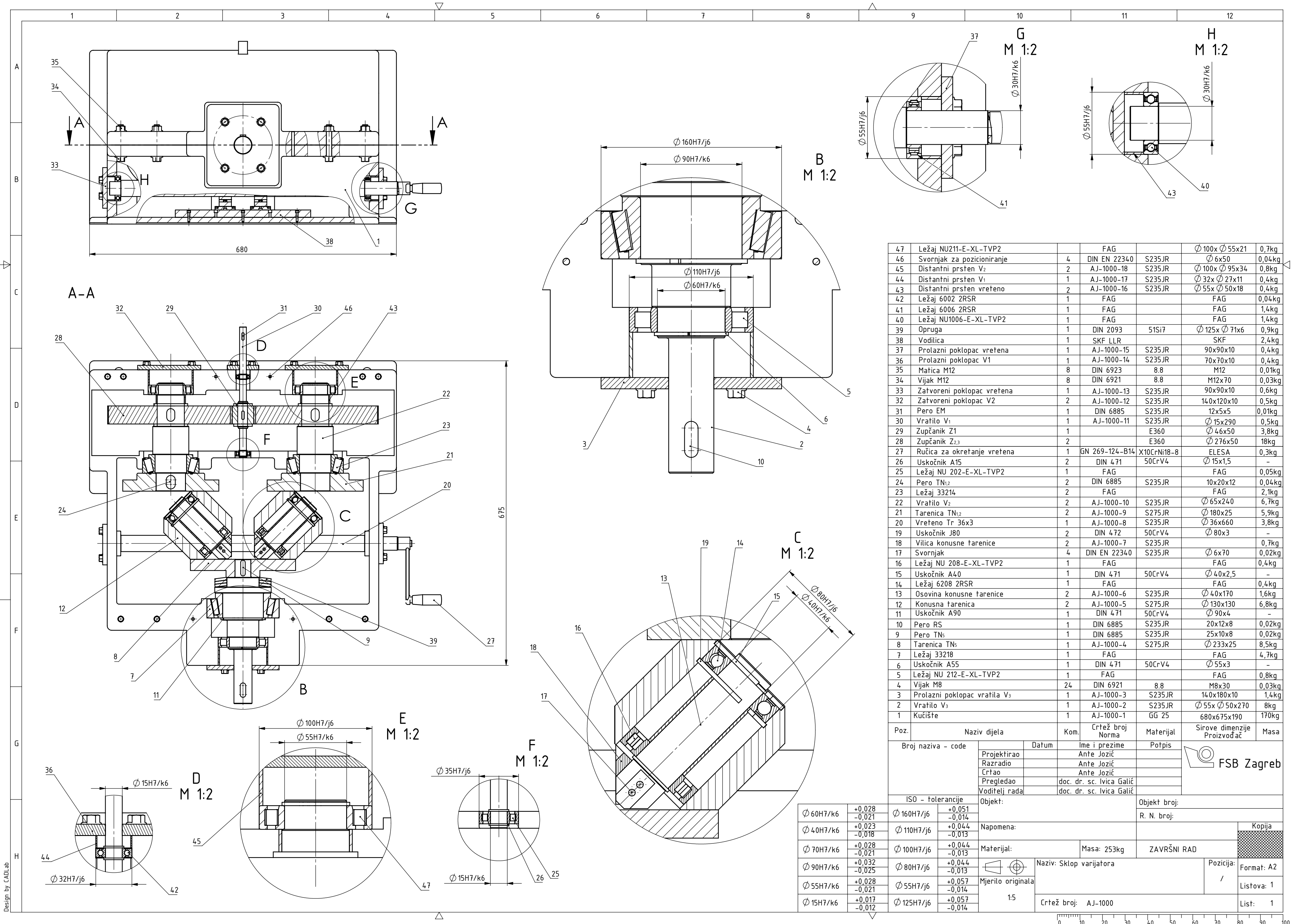
Cilj završnog zadatka bio je proračunati i dimenzionirati La Filière Unicum varijator kojem je omogućena kontinuirana promjena prijenosnog omjera radijalnim pomakom konusnih međutarenica u odnosu na cilindrične tarenice. Za zadane osnovne podatke bilo je potrebno krenuti od proračuna momenta radnog stroja, a nakon toga i proračuna obodne i normalne sile koje su potrebne za ostvarivanje momenta. Zatim su proračunate tarenice, vratila i osovina, te odabrani ležajevi koji zadovoljavaju zadane uvjete rada. Potrebna normalna sila ostvarena je tanjurastom oprugom. Konusne međutarenice pomiču se radijalno okretanjem trapeznog navojnog vretena, a osigurane su vilicom koja je spojena na vodilicu čime je ostvarena potrebna točnost promjene prijenosnog omjera.

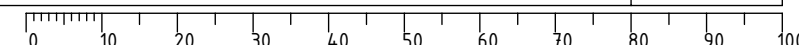
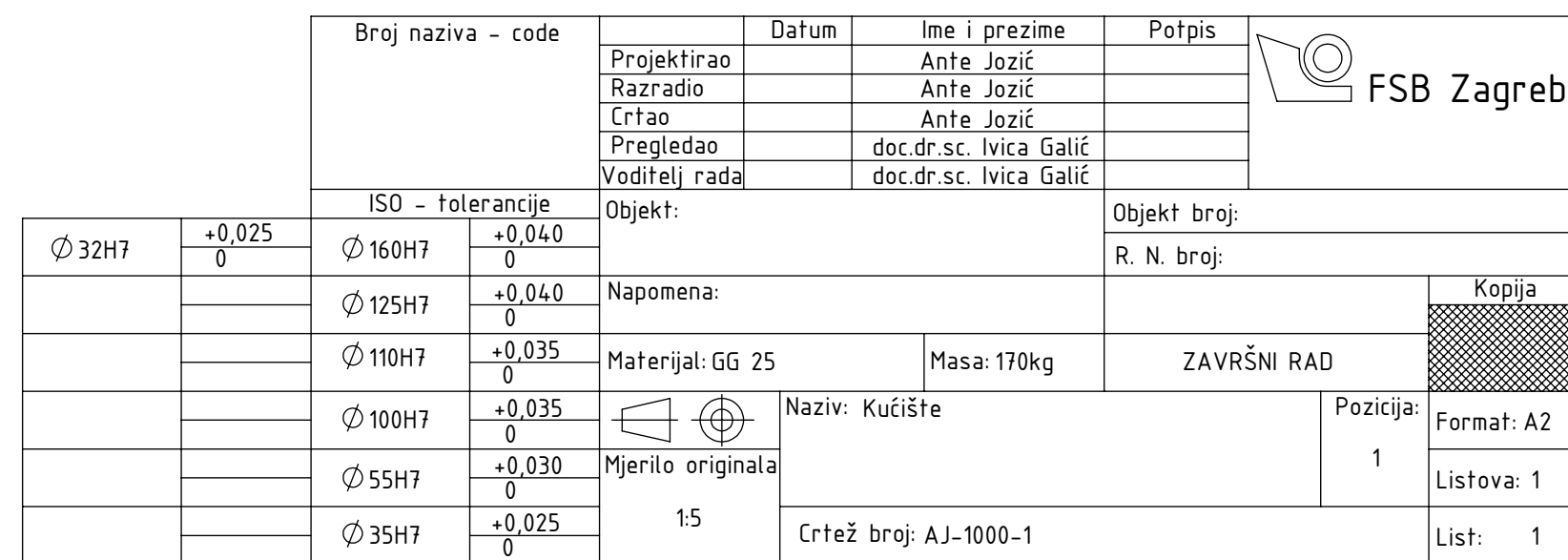
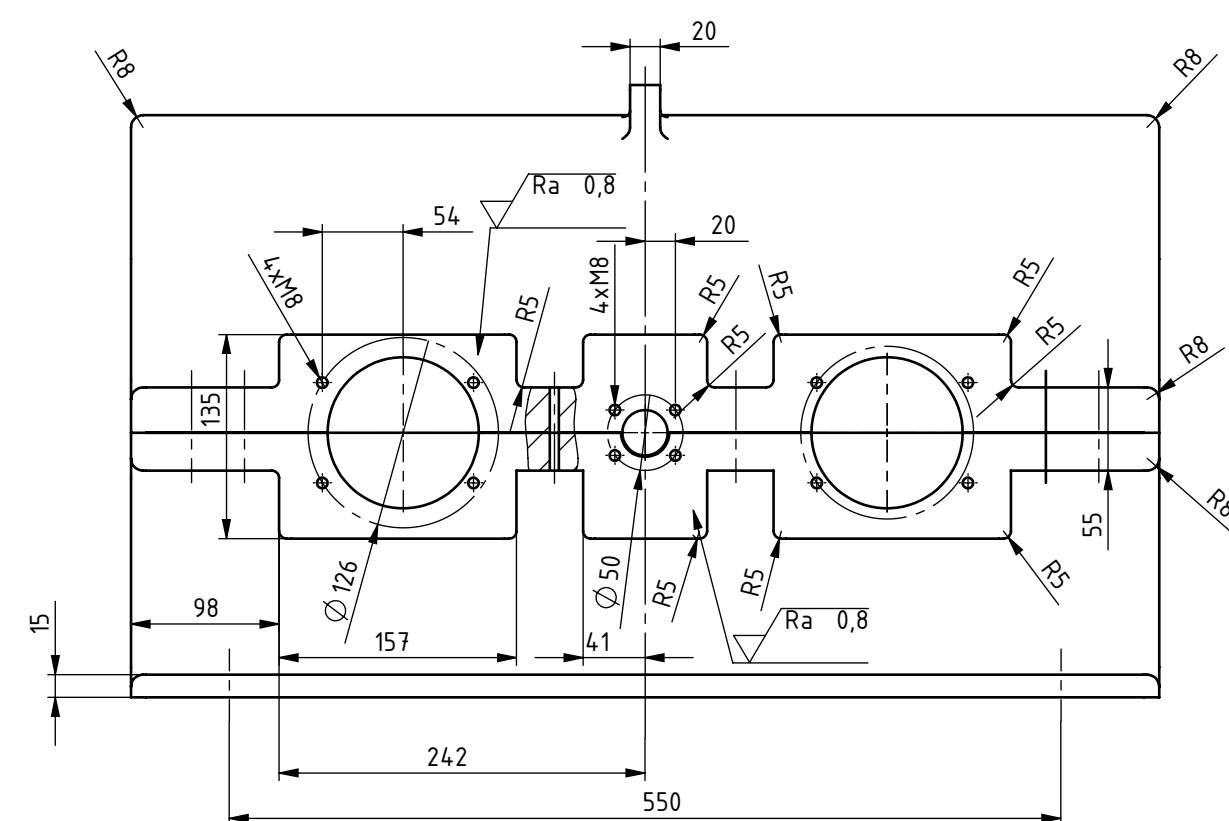
## 8. Literatura

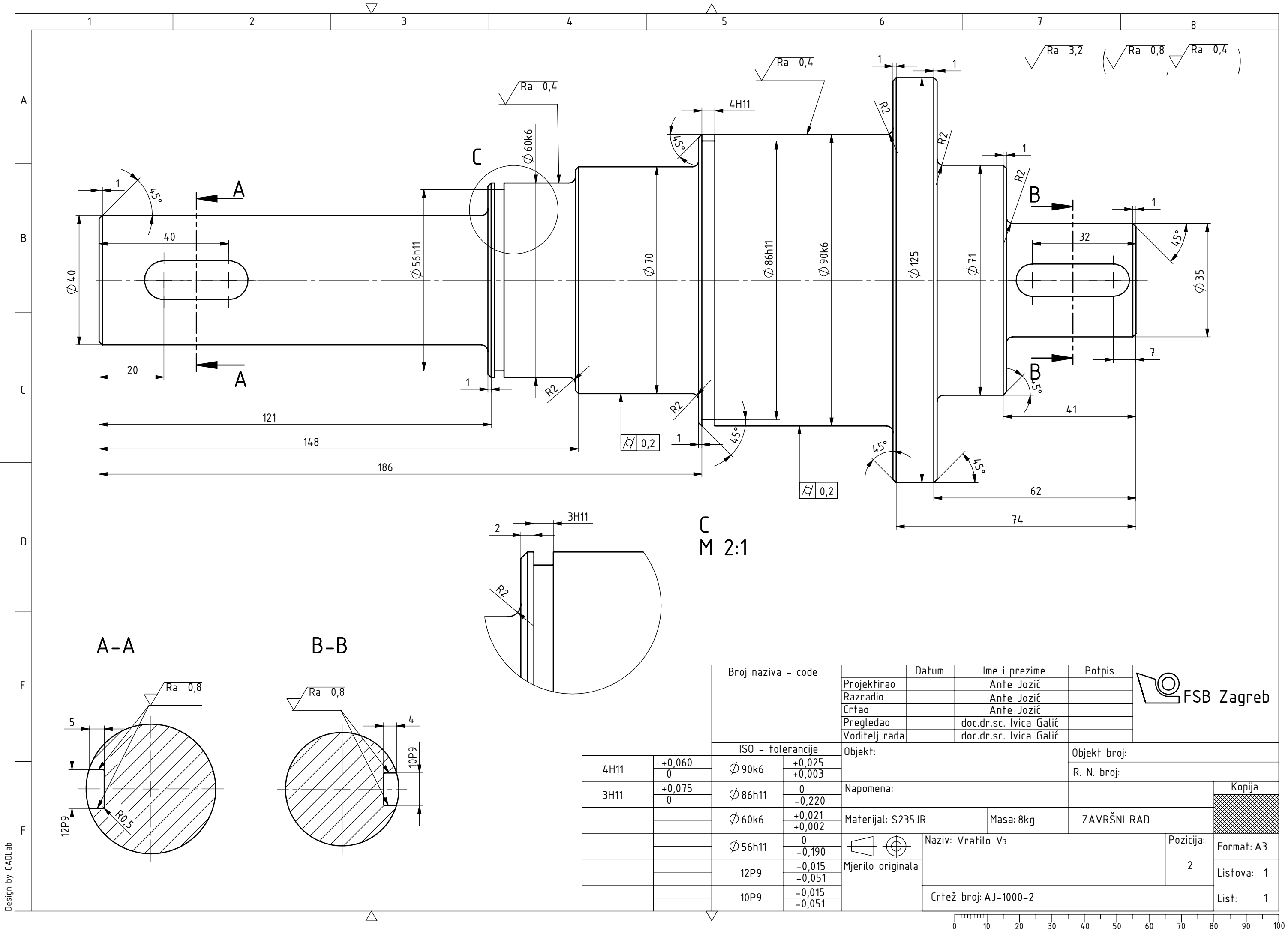
- [1] Vučković, K.: *Tarni (frikcijski) prijenos*, Zagreb, 2015.
- [2] Kraut, B.: *Strojarski priručnik*, Sajema d.o.o., Zagreb, 2009.
- [3] Decker, K. H.: *Elementi strojeva*, Tehnička knjiga, Zagreb, 1979.
- [4] Alfirević, I.: *Nauka o čvrstoći*, Tehnička knjiga, Zagreb, 1989.
- [5] Horvat, Z. i suradnici: *Vratilo (proračun)*, FSB, Zagreb,
- [6] Vučković, K.: *Osovine i vratila*, Zagreb, 2015.
- [7] FAG, [http://medias.schaeffler.de/medias/en!hp.ec/1\\_R\\*0\\*C](http://medias.schaeffler.de/medias/en!hp.ec/1_R*0*C) , 7.9.2016.
- [8] Vučković, K., Galić, I., Žeželj, D., Markulin-Grgić, B.: *Predložak Vratilo – Izbor i proračun valjnih ležajeva prema ISO 281:2007*, FSB
- [9] Katalog, *Tellerfedern*
- [10] Oberšmit, E.: *Ozubljenja i zupčanici*, Zagreb, 1982.
- [11] Schaeffler, *Technical pocket guide*, 2014.


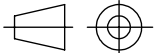
## **PRILOZI**

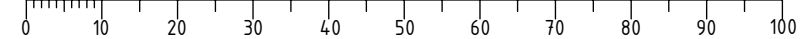
- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija





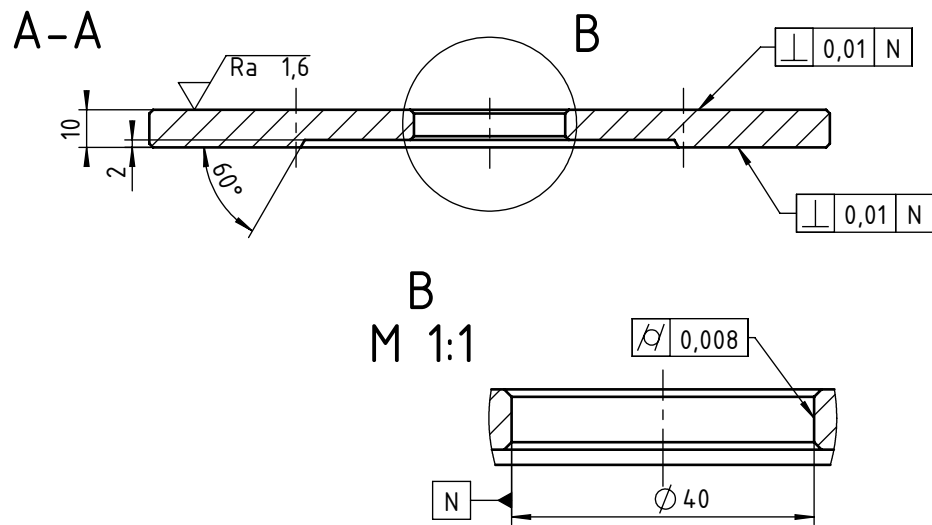
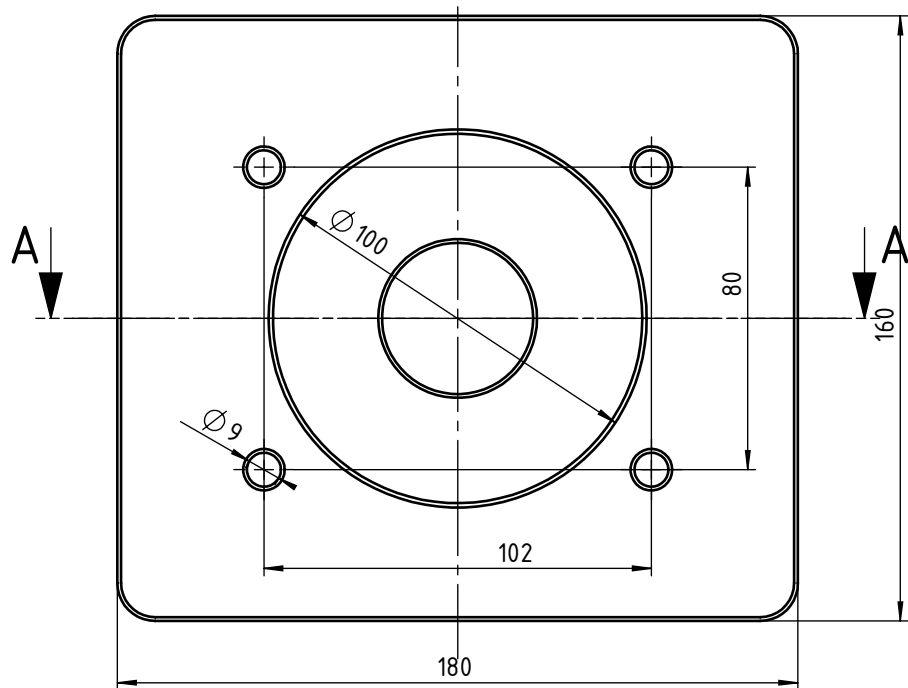



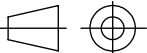
		Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb		
				Projektirao	Ante Jozić				
				Razradio	Ante Jozić				
				Crtao	Ante Jozić				
				Pregledao	doc.dr.sc. Ivica Galić				
				Voditelj rada	doc.dr.sc. Ivica Galić				
		ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:			
4H11	+0,060 0	Ø 90k6	+0,025 +0,003			R. N. broj:			
3H11	+0,075 0	Ø 86h11	0 -0,220	Napomena:				Kopija	
		Ø 60k6	+0,021 +0,002	Materijal: S235JR		Masa: 8kg	ZAVRŠNI RAD		
		Ø 56h11	0 -0,190		Naziv: Vratilo V <sub>3</sub>		Pozicija:	Format: A3	
		12P9	-0,015 -0,051		Mjerilo originala			2	Listova: 1
		10P9	-0,015 -0,051			Crtež broj: AJ-1000-2			List: 1

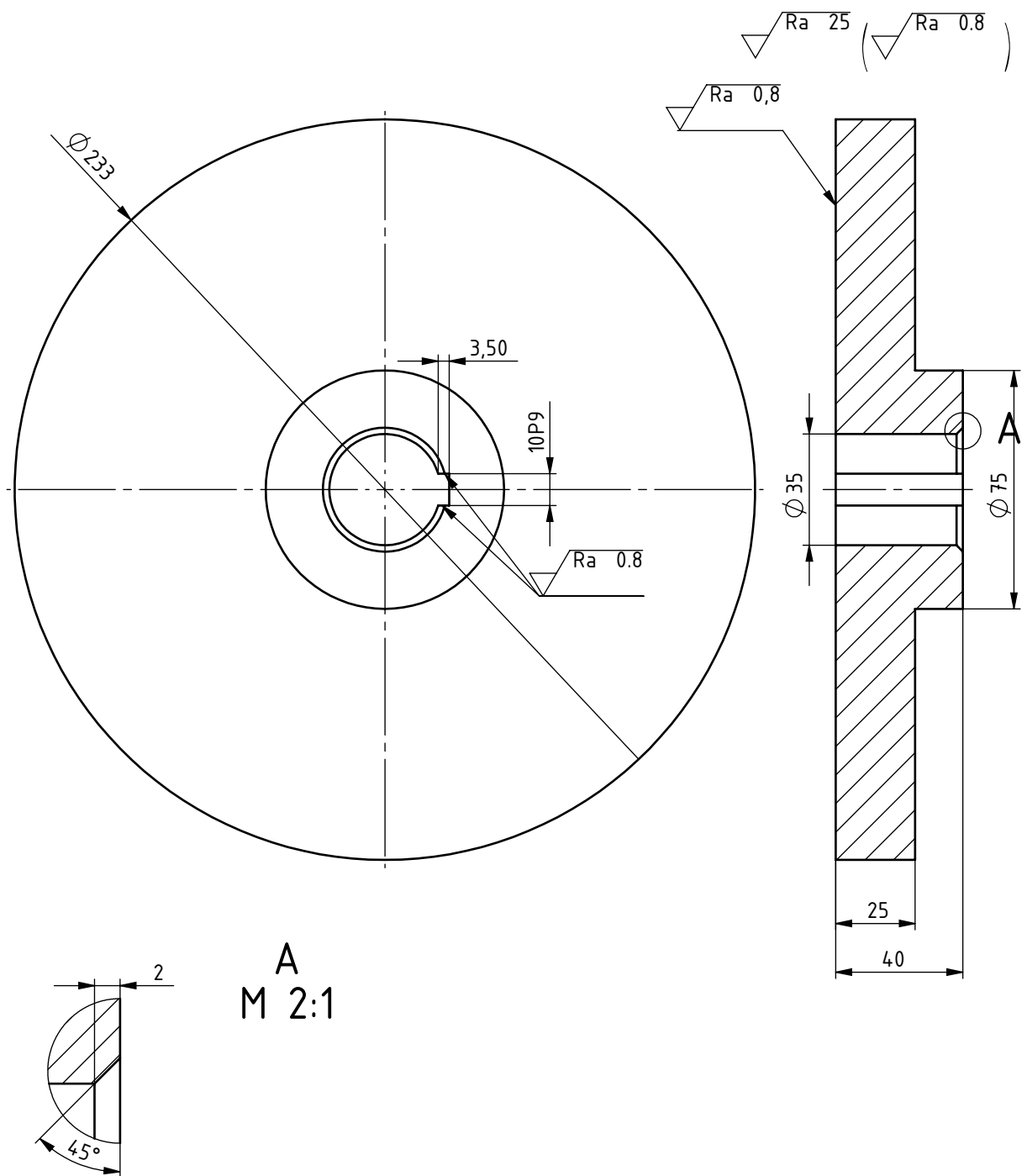


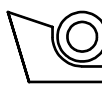
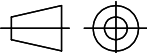


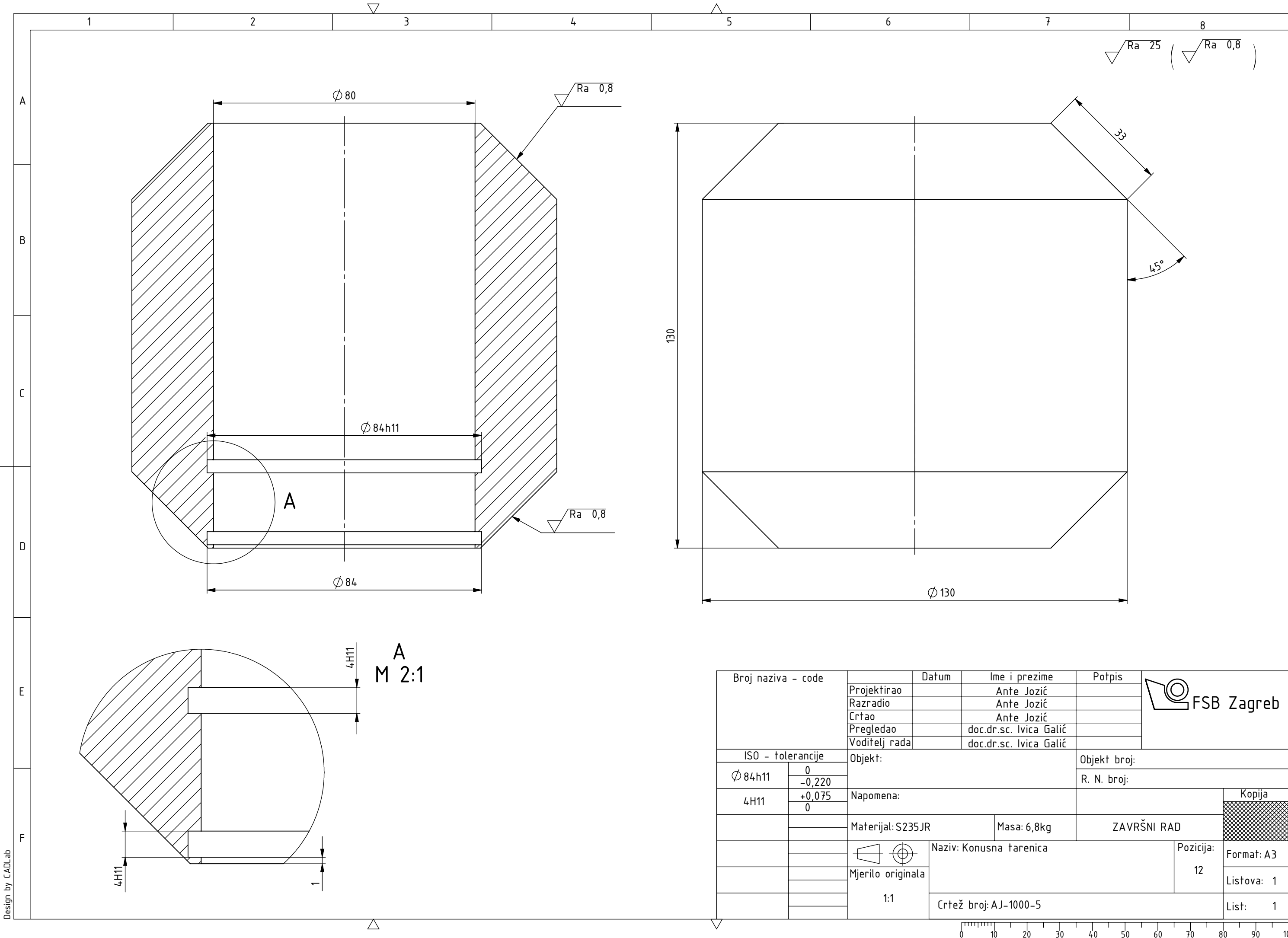
$\sqrt{Ra\ 12,5}$ 
 $\left( \sqrt{Ra\ 1,6} \right)$

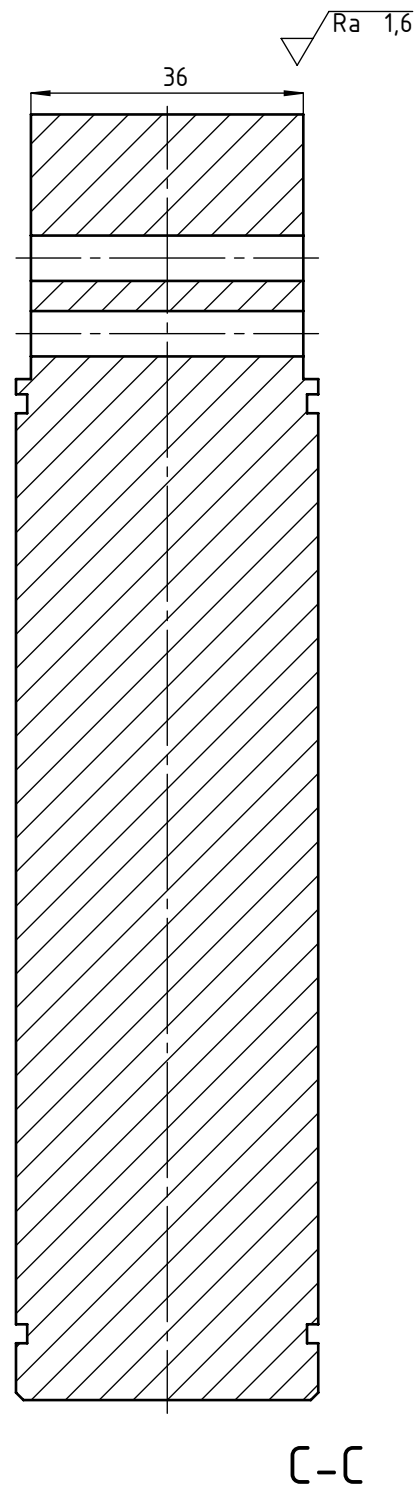
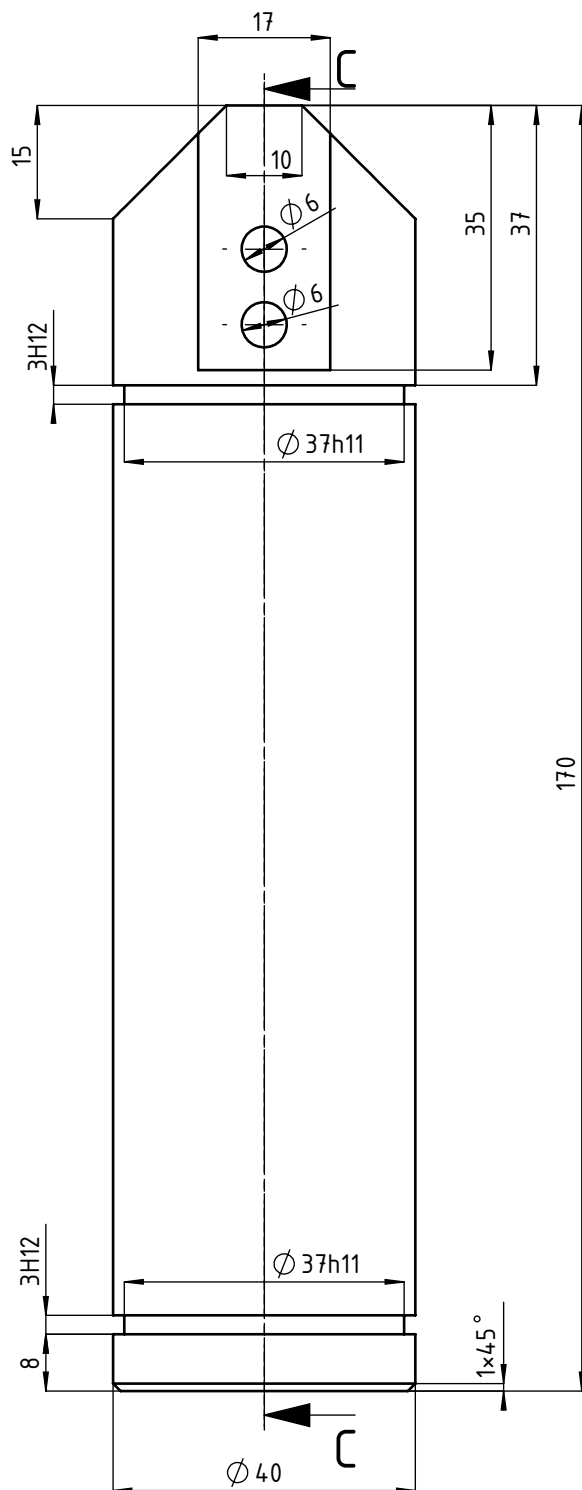


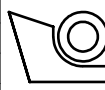
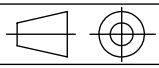
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb	
		Projektirao	Ante Jozić			
		Razradio	Ante Jozić			
		Crtao	Ante Jozić			
		Pregledao	doc.dr.sc. Ivica Galić			
		Voditelj rada	doc.dr.sc. Ivica Galić			
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
				R. N. broj:		
		Napomena: Oštre bridove oboriti			Kopija	
		Materijal: S235JR	Masa: 2,11kg	ZAVRŠNI RAD		
			Naziv: Prolazni poklopac vratila V <sub>3</sub>		Pozicija:	
					3	
		Mjerilo originala			Format: A4	
		1:2			Listova: 1	
			Crtež broj: AJ-1000-3		List: 1	



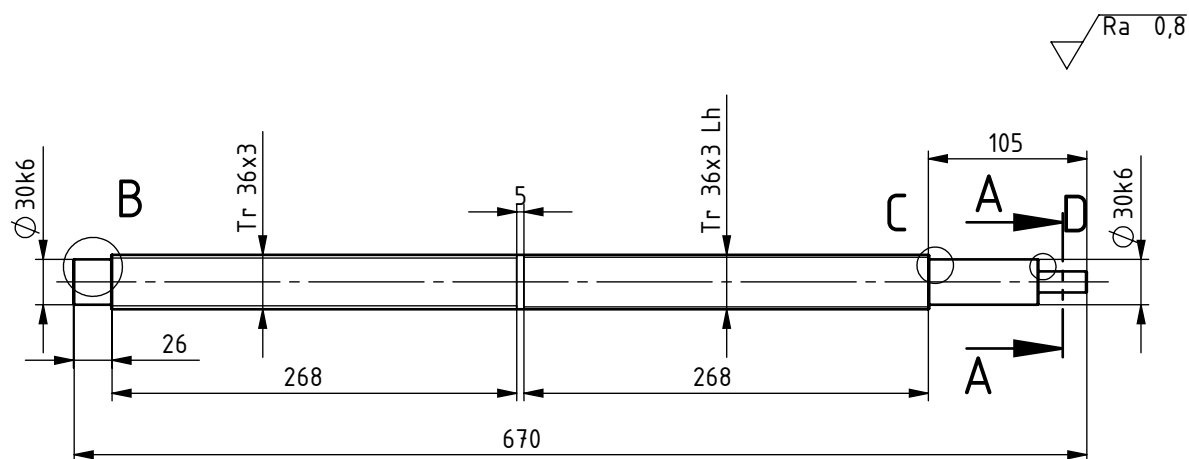
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime		Potpis	 FSB Zagreb		
		Projektirao	Ante Jozić					
		Razradio	Ante Jozić					
		Crtao	Ante Jozić					
		Pregledao	doc.dr.sc. Ivica Galić					
		Voditelj rada	doc.dr.sc. Ivica Galić					
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:			
10P9	-0,015 -0,051				R. N. broj:			
		Napomena:					Kopija	
		Materijal: S235JR		Masa:8,5kg	ZAVRŠNI RAD			
					Naziv: Tarenica TN <sub>5</sub>		Pozicija:  8	Format: A4
								Mjerilo originala
		1:2		Crtež broj: AJ-1000-4			List: 1	



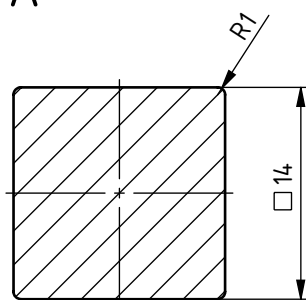


Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb	
		Projektirao	Ante Jožić			
		Razradio	Ante Jožić			
		Crtao	Ante Jožić			
		Pregledao	doc.dr.sc. Ivica Galić			
Voditelj rada		doc.dr.sc. Ivica Galić				
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
Ø 37h11	0			R. N. broj:		
	-0,16					
3H12	+0,1	Napomena:				Kopija
	0					
		Materijal: E355	Masa: 1,6kg	ZAVRŠNI RAD		
			Naziv: Osovina konusne tarenice		Pozicija:	Format: A4
					Mjerilo originala	
		1:1	Crtež broj: AJ-1000-6			List: 1

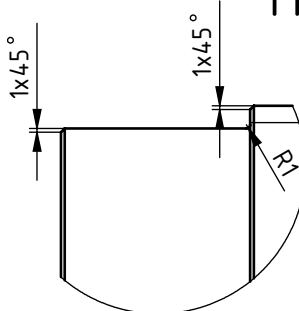




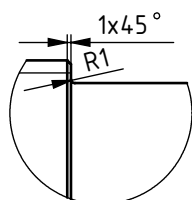
A-A



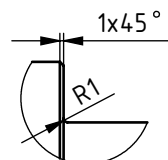
B  
M 1:1


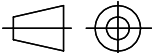


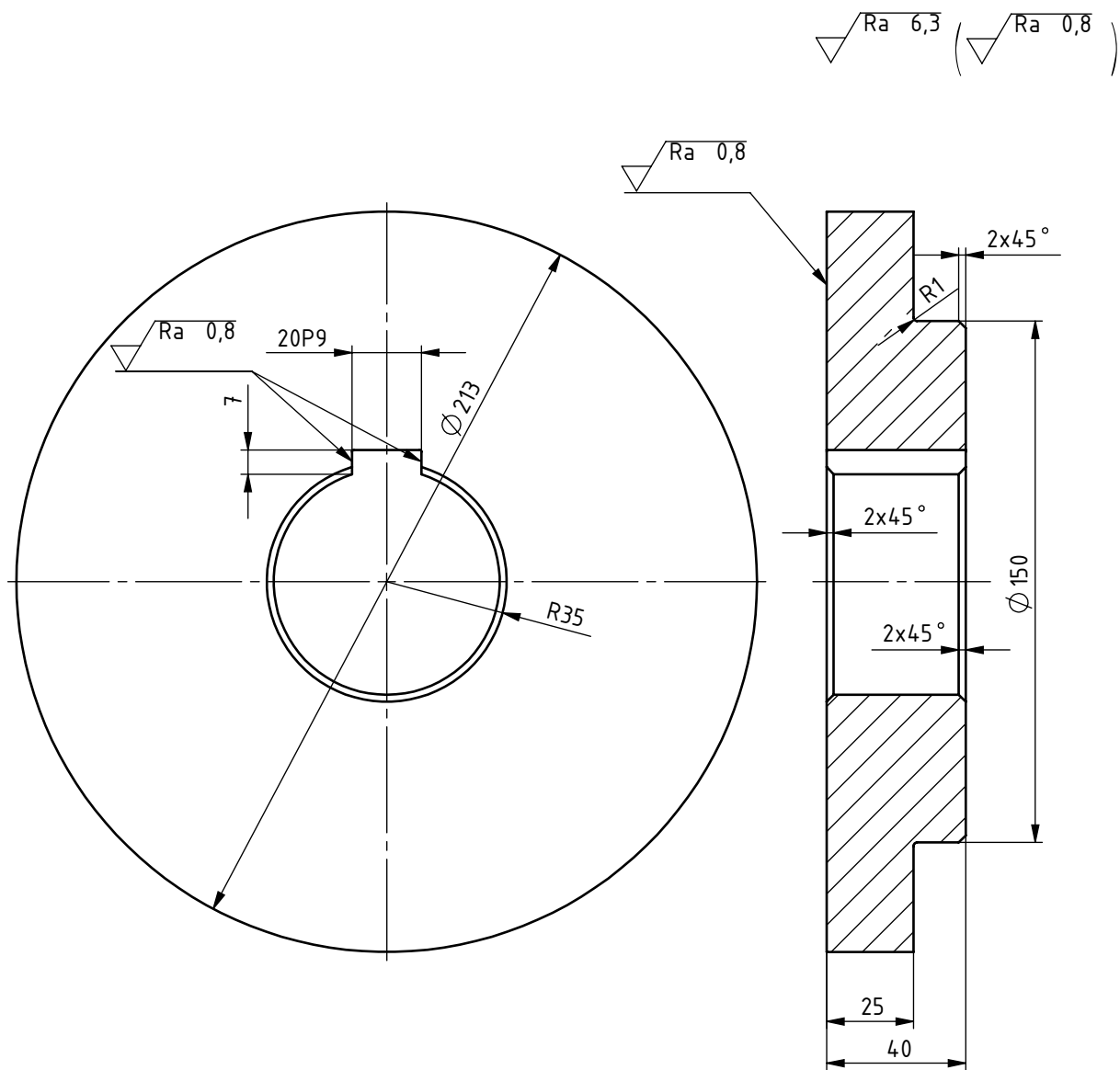
C  
M 1:1


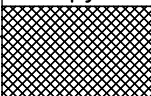
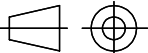


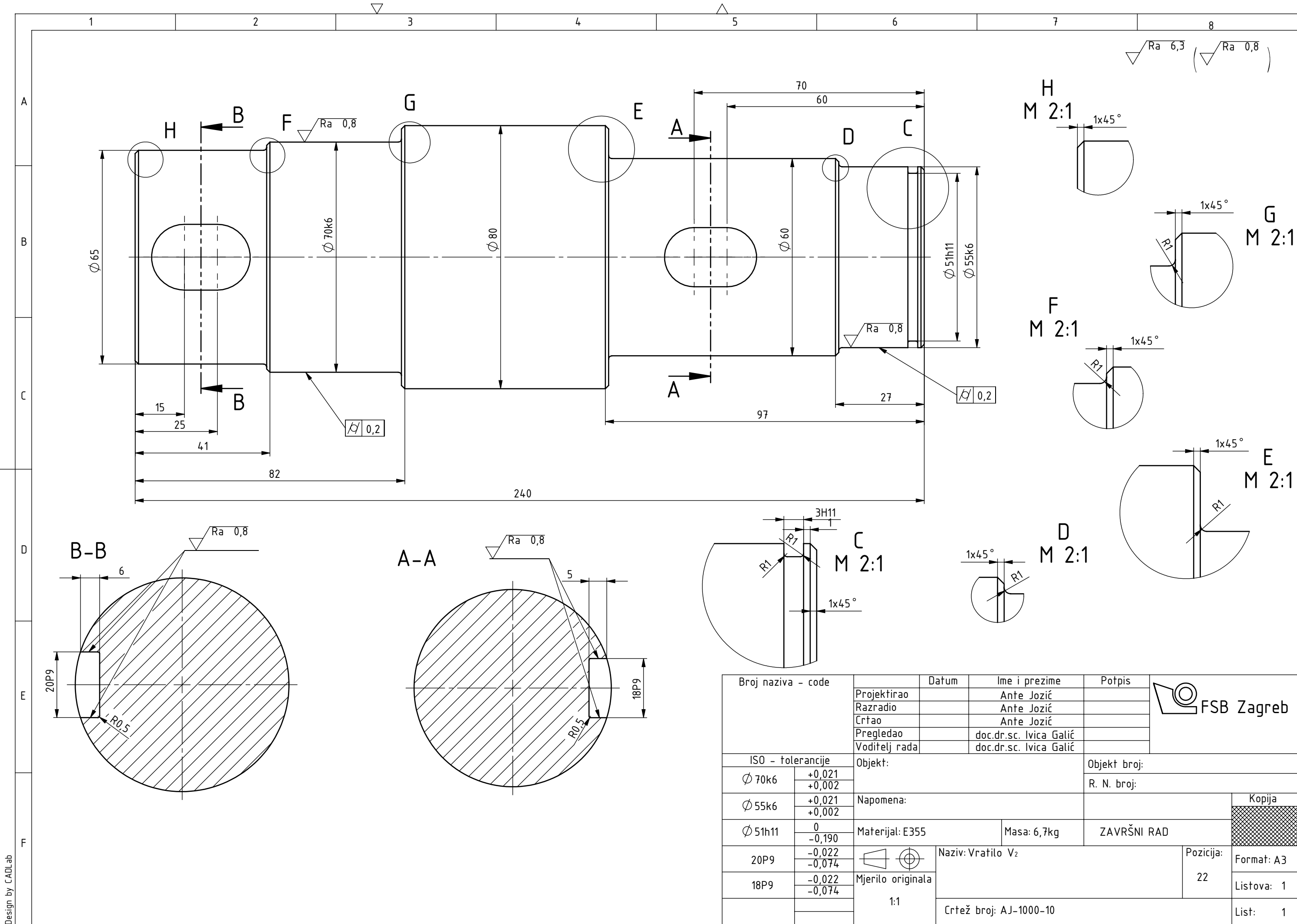
D  
M 1:1



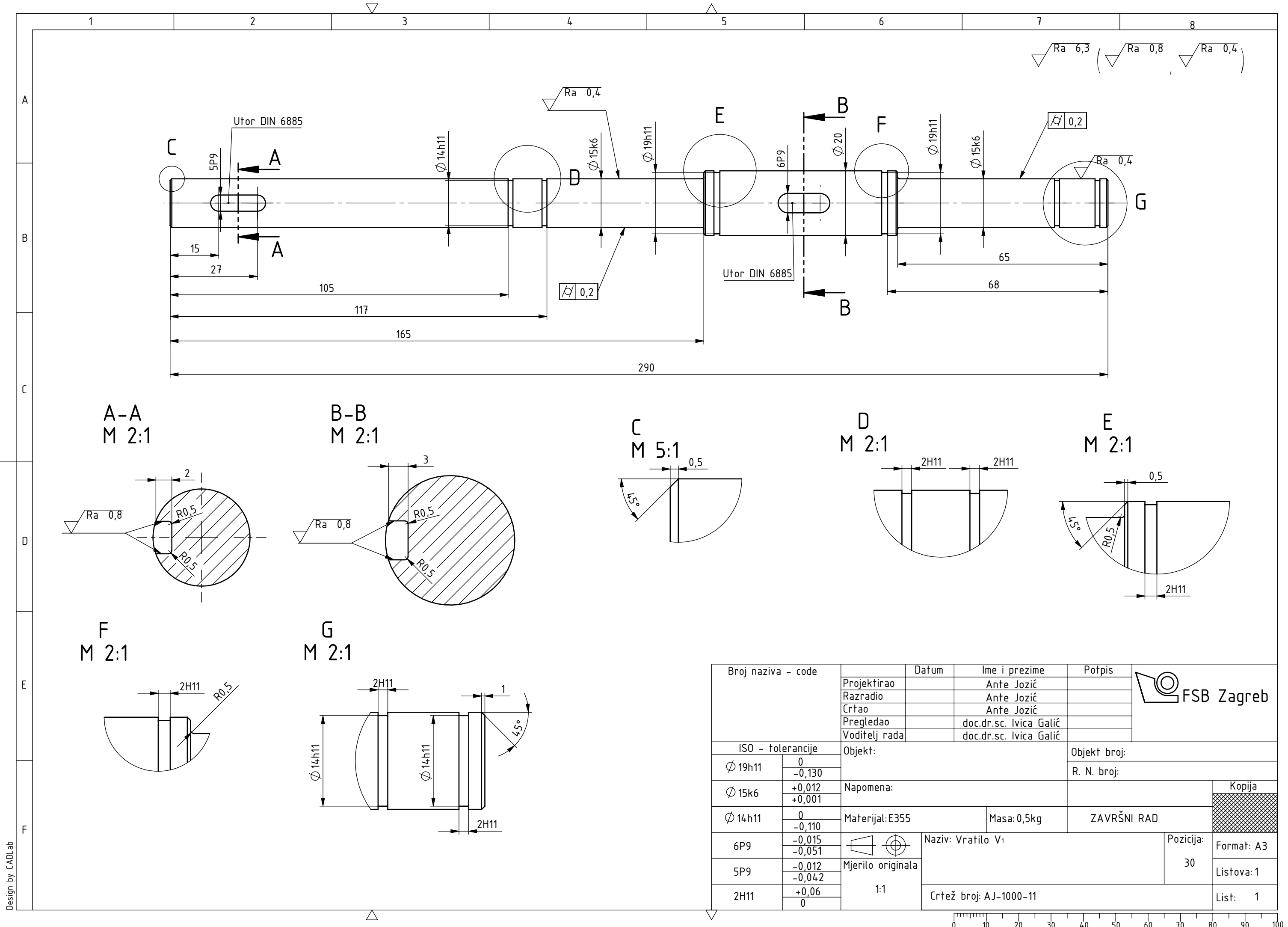
Broj naziva - code			Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb	
		Projektirao		Ante Jozić			
		Razradio		Ante Jozić			
		Crtao		Ante Jozić			
		Pregledao		doc.dr.sc. Ivica Galić			
Voditelj rada				doc.dr.sc. Ivica Galić			
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:		
Ø 30k6	+0,018				R. N. broj:		
	+0,002						
		Napomena:				Kopija	
		Materijal: S235JR		Masa: 3,6kg	ZAVRŠNI RAD		
					Naziv: Vreteno	Pozicija:	
							Mjerilo originala
		1:5	Crtež broj: AJ-1000-8				
						Format: A4	
						Listova: 1	
						List: 1	





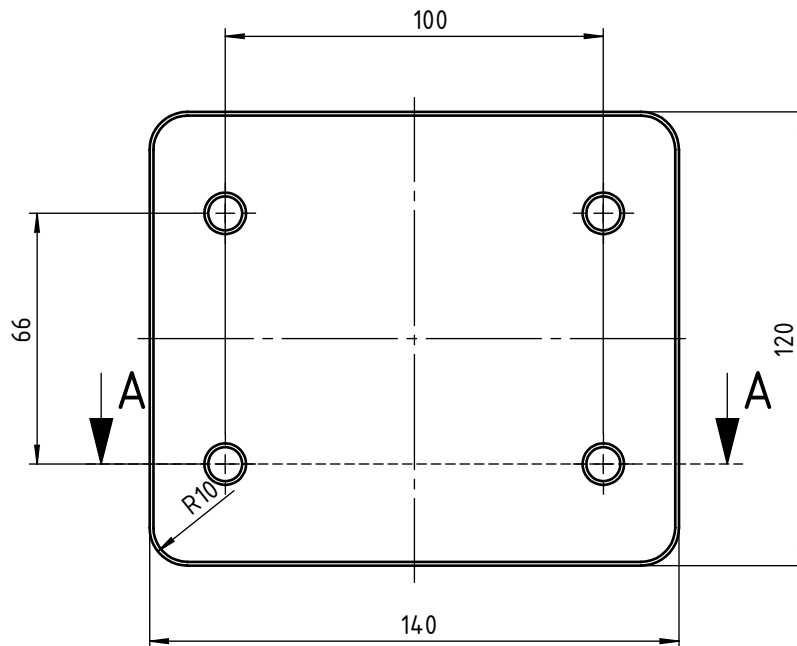
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb	
		Projektirao	Ante Jozić			
		Razradio	Ante Jozić			
		Crtao	Ante Jozić			
		Pregledao	doc.dr.sc. Ivica Galić			
		Voditelj rada	doc.dr.sc. Ivica Galić			
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
20P9	-0,022			R. N. broj:		
	-0,074					
		Napomena: Oštire bridove oboriti			Kopija	
						
		Materijal: S235JR	Masa: 5,9kg	ZAVRŠNI RAD		
			Naziv: Tarenica TN <sub>1,2</sub>		Pozicija:	Format: A4
		Mjerilo originala			21	Listova: 1
		1:2			Crtež broj: AJ-1000-9	List: 1



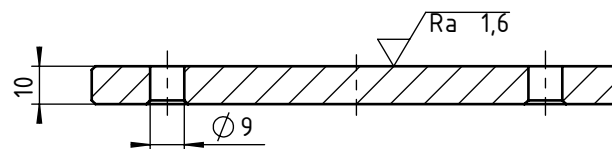



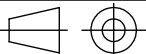


 Ra 12,5    (  Ra 1,6 )

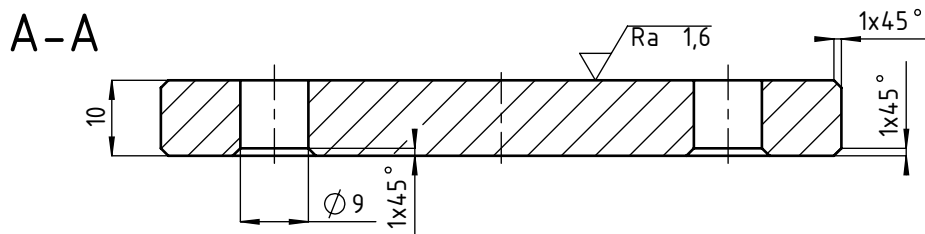
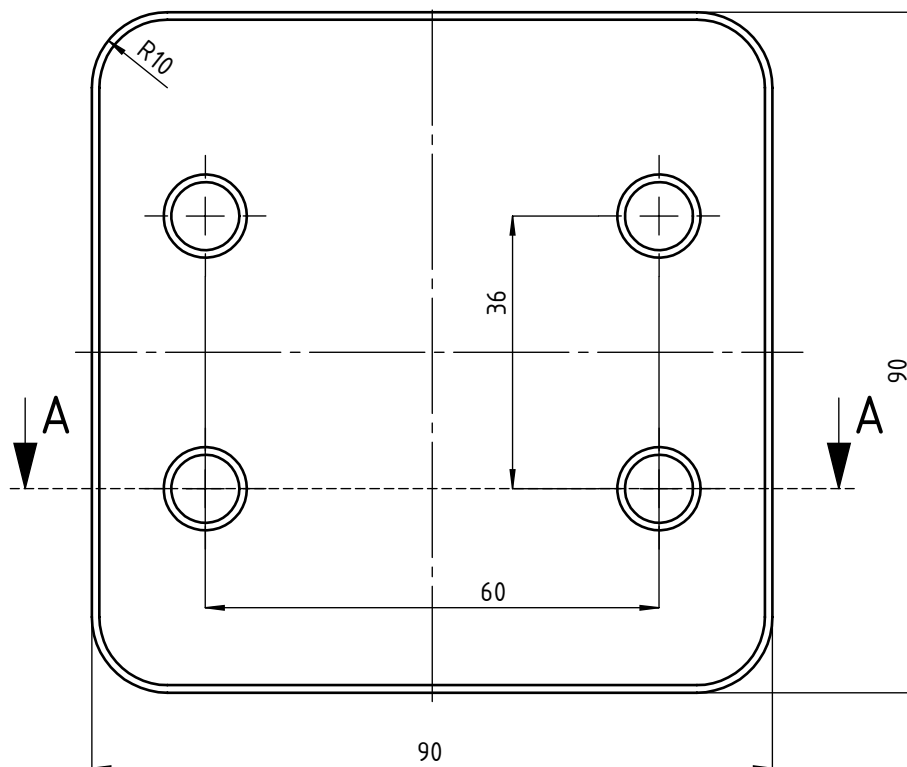



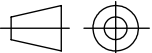
A-A



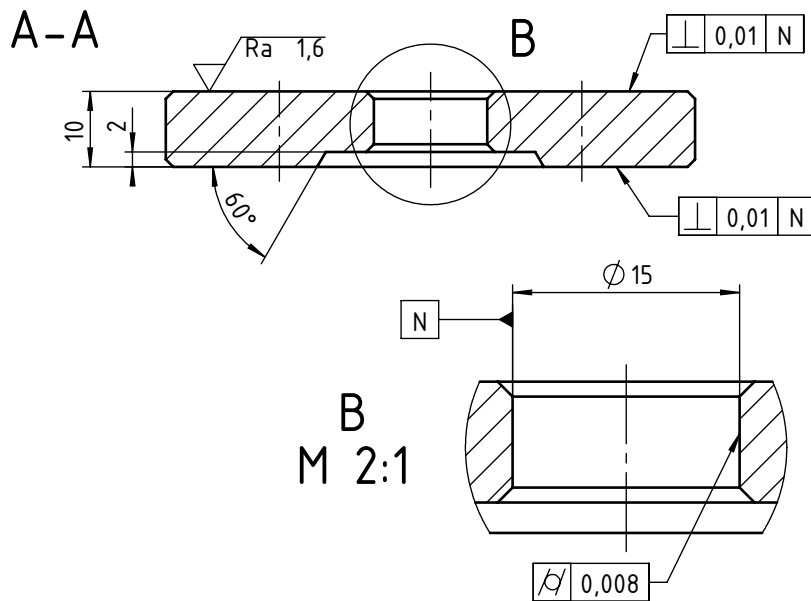
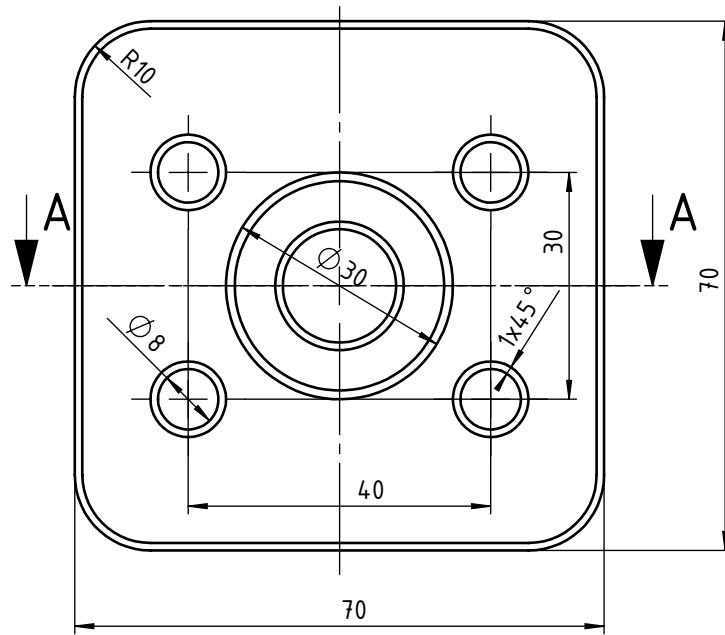
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb	
		Projektirao	Ante Jozić			
		Razradio	Ante Jozić			
		Crtao	Ante Jozić			
		Pregledao	doc.dr.sc. Ivica Galić			
		Voditelj rada	doc.dr.sc. Ivica Galić			
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
				R. N. broj:		
		Napomena: Oštre bridove oboriti			Kopija	
		Materijal:S235JR	Masa: 0,5kg	ZAVRŠNI RAD		
			Naziv: Zatvoreni poklopac vratila V <sub>2</sub>		Pozicija:	
					32	
		Mjerilo originala			Format: A4	
		1:1			Listova: 1	
			Crtež broj: AJ-1000-12		List: 1	

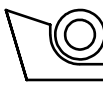
▽ Ra 12,5 ( ▽ Ra 1,6 )



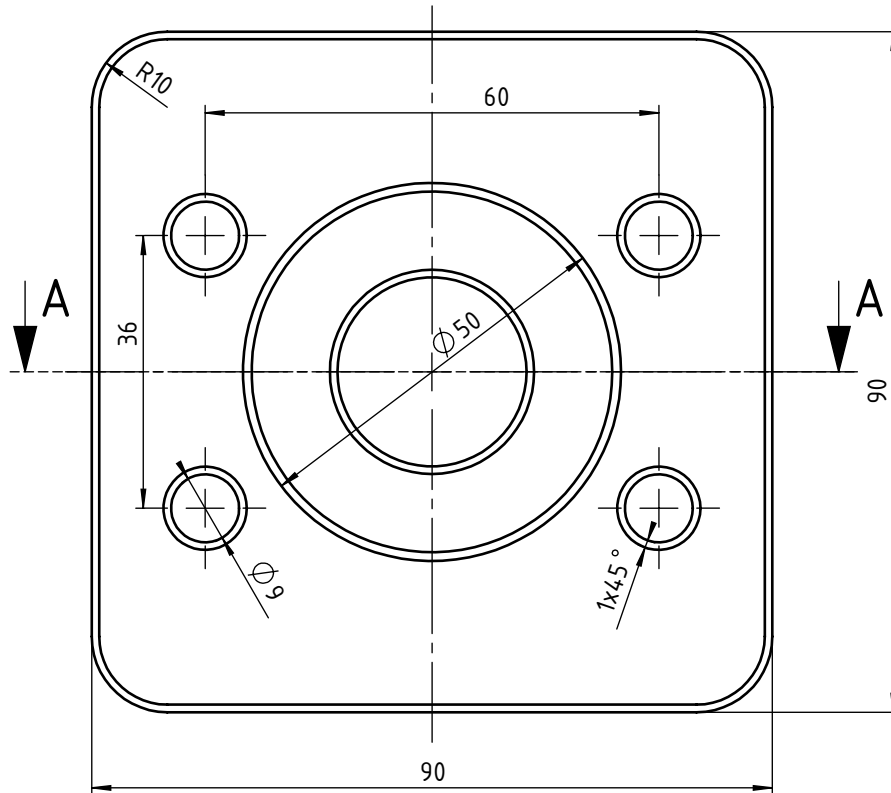
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb
		Projektirao	09.2016.	Ante Jozić	
		Razradio	09.2016.	Ante Jozić	
		Crtao	09.2016.	Ante Jozić	
		Pregledao			
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:	
				R. N. broj:	
		Napomena: Oštne bridove oboriti			Kopija
		Materijal: S235JR	Masa: 0,602kg	ZAVRŠNI RAD	
			Naziv: Zatvoreni poklopac vretena		Pozicija:
		Mjerilo originala			33
		1:1	Crtež broj: AJ-1000-13		Format: A4
					Listova: 1
					List: 1

$\sqrt{Ra\ 12,5}$ 
 $\left( \sqrt{Ra\ 1,6} \right)$

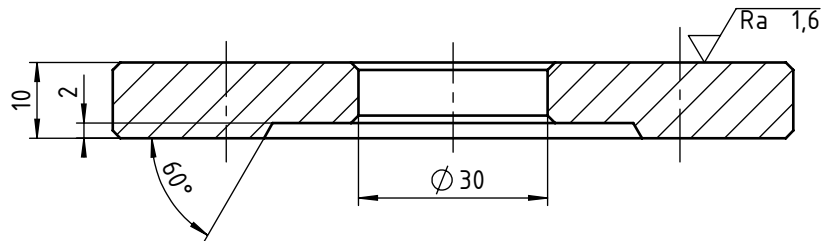



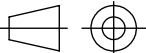
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb	
		Projektirao	Ante Jozić			
		Razradio	Ante Jozić			
		Crtao	Ante Jozić			
		Pregledao	doc.dr.sc. Ivica Galić			
ISO - tolerancije		Voditelj rada	doc.dr.sc. Ivica Galić			
Objekt:		Objekt broj:			R. N. broj:	
		Napomena: Oštre bridove oboriti			Kopija	
		Materijal: S235JR			ZAVRŠNI RAD	
		Masa: 0,4kg				
		Naziv: Prolazni poklopac vratila V <sub>1</sub>			Pozicija:	
		Mjerilo originala			36	
		1:1			Format: A4	
		Crtež broj: AJ-1000-14			Listova: 1	
					List: 1	


▽ Ra 12,5 ( ▽ Ra 1,6 )

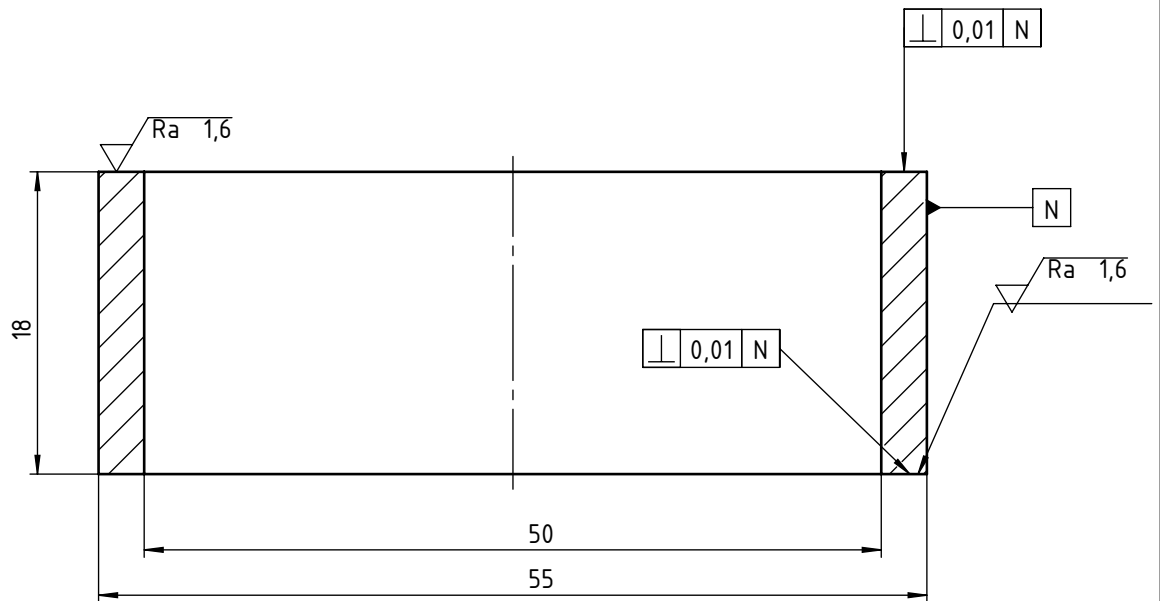




A-A



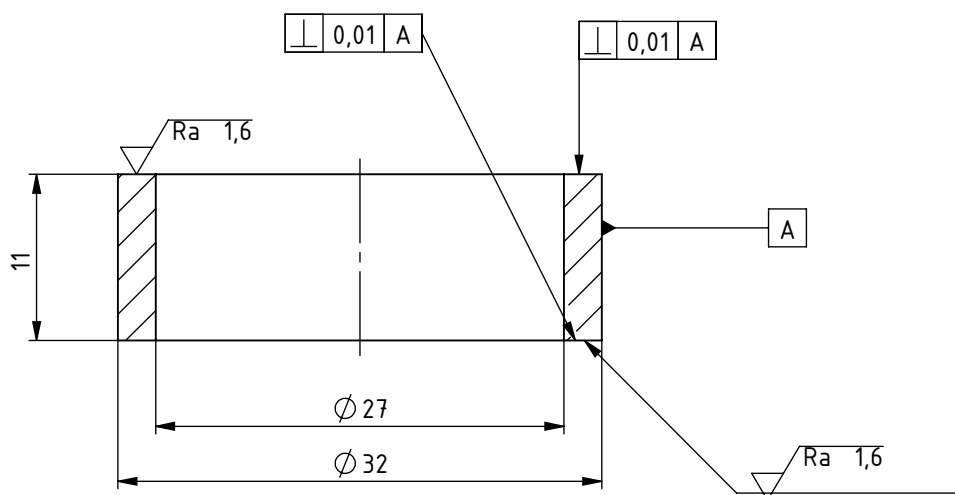
Broj naziva - code	Datum		Ime i prezime		Potpis	 FSB Zagreb
	Projektirao		Ante Jozić			
	Razradio		Ante Jozić			
	Crtao		Ante Jozić			
	Pregledao		doc.dr.sc. Ivica Galić			
	Voditelj rada		doc.dr.sc. Ivica Galić			
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:	
					R. N. broj:	
		Napomena: Oštre bridove oboriti				Kopija
		Materijal: S235JR		Masa: 0,5kg	ZAVRŠNI RAD	
			Naziv: Prolazni poklopac vretena			Pozicija:
		Mjerilo originala  1:1				37
						Format: A4
			Crtež broj: AJ-1000-15			Listova: 1
						List: 1


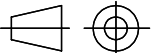
 Ra 6,3 (  Ra 1,6 )





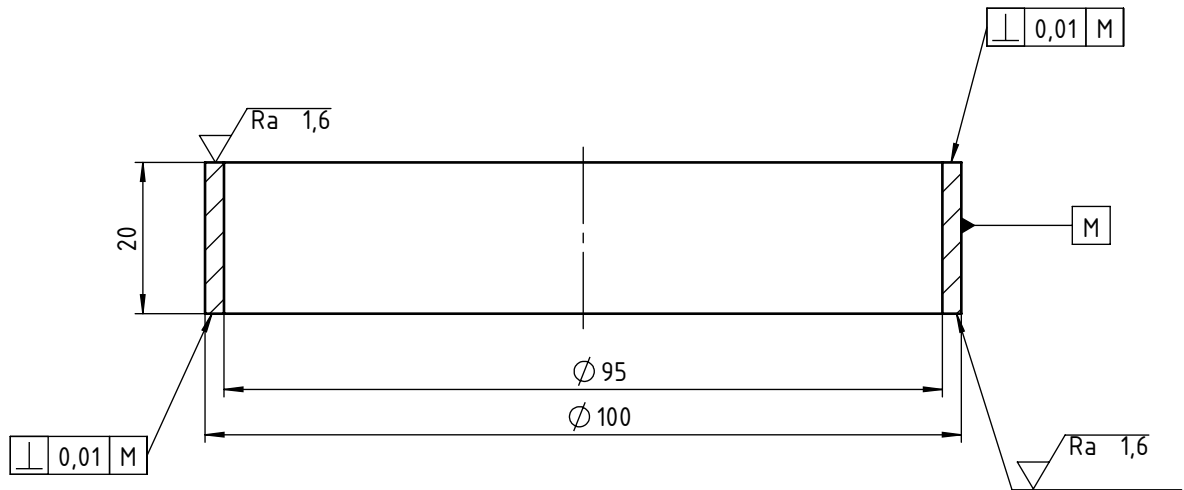
Broj naziva - code	Datum		Ime i prezime		Potpis	 FSB Zagreb
	Projektirao		Ante Jozić			
	Razradio		Ante Jozić			
	Crtao		Ante Jozić			
	Pregledao		doc.dr.sc. Ivica Galić			
	Voditelj rada		doc.dr.sc. Ivica Galić			
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:	
					R. N. broj:	
		Napomena: Oštre bridove oboriti				Kopija
		Materijal: S235JR		Masa: 0,2kg	ZAVRŠNI RAD	
				Naziv: Distantni prsten vreteno		Pozicija:
		Mjerilo originala				43
		2:1		Crtež broj: AJ-1000-16		Format: A4
						Listova: 1
						List: 1


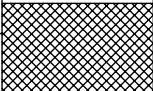
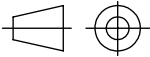
$\sqrt{Ra\ 6,3}$  (  $\sqrt{Ra\ 1,6}$  )



Broj naziva - code			Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb	
		Projektirao		Ante Jožić			
		Razradio		Ante Jožić			
		Crtao		Ante Jožić			
		Pregledao		doc.dr.sc. Ivica Galić			
Voditelj rada				doc.dr.sc. Ivica Galić			
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:		
					R. N. broj:		
		Napomena: Oštre bridove oboriti					Kopija
		Materijal: S235JR		Masa: 0,1kg	ZAVRŠNI RAD		
				Naziv: Distantni prsten V <sub>1</sub>		Pozicija:	Format: A4
		Mjerilo originala				44	Listova: 1
		2:1		Crtež broj: AJ-1000-17			List: 1

 Ra 6,3    (     Ra 1,6    )



Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb			
		Projektirao	Ante Jozić					
		Razradio	Ante Jozić					
		Crtao	Ante Jozić					
		Pregledao	doc.dr.sc. Ivica Galić					
		Voditelj rada	doc.dr.sc. Ivica Galić					
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:				
				R. N. broj:				
		Napomena: Oštre bridove oboriti			Kopija			
		Materijal:S235JR		Masa: 0,2kg	ZAVRŠNI RAD			
				Naziv: Distantni prsten V <sub>2</sub>			Pozicija:	Format: A4
		Mjerilo originala					45	Listova: 1
		2:1		Crtež broj:AJ-1000-18			List: 1	